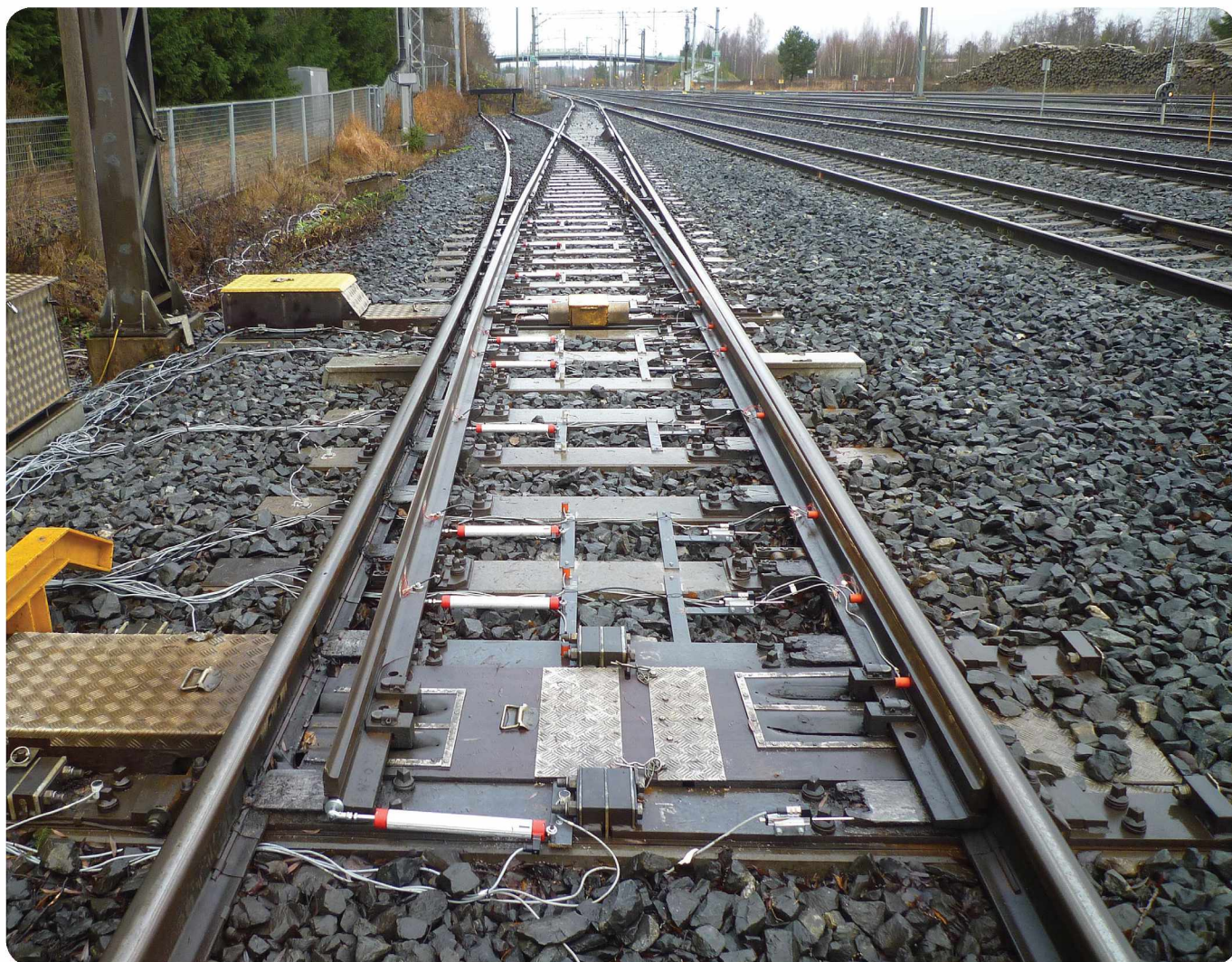


RIKU VARIS

Liikkuvan kaluston aiheuttama vaakavärähtely rautatievaihteessa ja sen vaikutus kääntöavustimen toimintaan



Riku Varis

Liikkuvan kaluston aiheuttama
vaakavärähtely rautatievaihteessa ja
sen vaikutus kääntöavustimen
toimintaan

Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 3/2014

Liikennevirasto
Helsinki 2014

Kannen kuva: Riku Varis

Verkkojulkaisu pdf (www.liikennevirasto.fi)

ISSN-L 1798-6656

ISSN 1798-6664

ISBN 978-952-255-107-8

Liikennevirasto

PL 33

00521 HELSINKI

Puhelin 0295 34 3000

Riku Varis: Liikkuvan kaluston aiheuttama vaakavärähtely rautatievaihteessa ja sen vaikutus kääntöavustimen toimintaan. Liikennevirasto, infra- ja ympäristöosasto. Helsinki 2014. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 3/2014. 137 sivua ja 1 liite. ISSN-L 1798-6656, ISSN 1798-6664, ISBN 978-952-255-107-8.

Avainsanat: rautatiet, vaihteet, värähtely, vaihteen kieli, vaihteenkääntölaite, kääntöavustin

Tiivistelmä

Tässä työssä perehdytään ensisijaisesti rautatievaihteiden vaakasuuntaiseen värähtelyyn todellisen liikkuvan kaluston aiheuttaman kuormituksen johdosta. Työn keskeisimpänä tavoitteena on saada selville vaihteen kielirakenteen värähtelykäyttäytyminen, eli millä tavalla kielet liikkuvat todellisen junakuormituksen alaisena ja milaista kuormitusta nämä liikkeet aiheuttavat vaihteen rakenteissa. Näitä asioita tutkimalla päästään kiinni työn toiseen keskeiseen tavoitteeseen, eli pohtimaan värähtelystä mahdollisesti johtuvan vaihteen kriittisen aukeamisen todennäköisyyttä.

Työ tehtiin kirjallisuusselvityksenä sekä mittaamalla ja analysoimalla todellisen liikenteen käytössä olevan vaihteen käyttäytymistä. Lisäksi vaihteen värähtelyn kannalta kriittistä vaihteen kääntöavustinta kuormitettiin radasta irrotettuna. Kirjallisuusselvityksessä keskitytään vaihteen rakenteen esittelyyn sekä värähtelyn perusteisiin. Vaihteen värähtelyn ja siitä mahdollisesti seuraavan aukeamisen kannalta oleellisia vaihteen rakenneosia ovat vaihteen kielten ohella vaihteenkääntölaite ja kääntöavustin. Näistä varsinkin kääntöavustimen jousimekanismin toiminnan syvällisempi tunteminen ja jousivoimien määrittäminen osoittautui hyvin oleelliseksi asiaksi, arvioitaessa junakuormituksesta syntyvän värähtelyn kriittisyyttä.

Työn aikana tehdyt mittaukset toteutettiin Toijalassa sijaitsevassa turvavaihteessa. Tämä vaihde valittiin tutkimuskohteeksi, koska tässä vaihteessa sattui kymmenen tavaravaunun suistumisonnettomuus kesällä 2009. Mittauksissa keskityttiin lähinnä vaihteen kielten siirtymien ja kielten kiinnitystangoissa vallitsevien voimien mittaamiseen. Nämä mittaukset suoritettiin aikavälillä 15.11.2011–31.11.2011. Tänä aikana saatiin tallennettua suuri määrä junanylityksiä niin matkustaja- kuin tavaraliikenteestäkin. Näiden mittauksen tulosten pohjalta tehty analyysi osoittaa, että kielen siirtymät ja niistä aiheutuvat kiinnitystankojen voimat ovat todellisuudessa hyvin maltillisia. Tämä voidaan todeta vertailemalla niitä kenttätestien jälkeen laboratorio-oloissa suoritettuihin kääntöavustimen kuormitustesteihin sekä jo aikaisemmin Aalto-yliopistolla tehtyihin tutkimuksiin vaihteen kielirakenteen kriittisistä aukeamisvoimista ja -siirtymistä.

Mittauksista saadut tulokset eivät kuitenkaan tarkoita sitä, ettei vaihteen lukitus voimissään tilanteessa aueta värähtelyn johdosta. Tietyt harvoin esiintyvät viat radan tai kaluston rakenteessa voivat aiheuttaa kieliin huomattavia kuormituslisiä verrattuna tässä työssä mitattuihin kuormituksiin. Myös vaihteen kääntämiseen käytettävien laitteiden säätöarvojen laiminlyönnillä on suuri merkitys vaihteen lopullisen toiminnan kannalta. Näiden kuormitusten ja viallisten säätöjen alaisena vaihteen toiminta saattaa häiriintyä ja esitetty vaihteen aukeamisvoimat voivat ylittyä.

Riku Varis: Lateral vibration orsakad av fordonspark i spårväxlar och dess inverkan på omläggningshjälparens funktion. Trafikverket, infrastruktur och miljö. Helsingfors 2014. Trafikverkets undersökningar och utredningar 3/2014, 137 sidor och 1 bilaga. ISSN-L 1798-6656, ISSN 1798-6664, ISBN 978-952-255-107-8.

Sammandrag

I undersökningen fokuserar man i första hand på den laterala vibrationen i spårväxlar som den faktiska belastningen av fordonspark orsakar. Arbetets viktigaste målsättning är att klargöra växeltungans vibrationsbeteende, d.v.s. på vilket sätt tungorna rör sig under faktisk tågbelastning och hurudan belastning dessa rörelser åstadkommer i växelkonstruktionen. Genom att studera detta kommer man fram till den andra centrala målsättningen med arbetet, d.v.s. att ta reda på hur sannolikt det är att växeln på ett kritiskt sätt kan låsas upp p.g.a. vibrationerna.

Undersökningen utfördes i form av en litteraturstudie och genom att mäta och analysera hur växeln som är i bruk reagerar på den faktiska trafiken. Därtill belastade man särskilt omläggningshjälparen (Railex) som är av avgörande betydelse för växeln då det gäller vibrationer. Railex var losskopplad från banan vid undersökningen. I litteraturstudien koncentrerar man sig på att beskriva växelns konstruktion och grunderna för uppkomsten av vibrationer. Växeldrivet och Railex är vid sidan om växeltungorna de viktigaste växelkomponenterna då det gäller växelns vibrationer och för att växeln eventuellt kan låsas upp som en följd av dessa. Speciellt en djupare kännedom om Railex fjädringsmekanism och fastställandet av fjädringskrafterna är av avgörande betydelse då man utvärderar hur kritisk vibrationen som tågbelastningen orsakar kan vara.

Mätningarna i undersökningen utfördes i sidoskyddsväxeln i Toijala. Växeln valdes till undersökningsobjekt, eftersom det var just i den växeln där tio godstågsvagnar spårade ur sommaren 2009. Vid mätningarna koncentrerade man sig närmast på att mäta växeltungornas förskjutningar i växeln och krafterna som inverkar på växeltungornas fäststänger. Mätningarna utfördes under tiden 15.11.2011–31.11.2011. Under tidsperioden kunde man registrera ett stort antal tågpassager såväl inom passagerar- som godstrafik. Analysen som gjordes utgående från resultaten av dessa visar att förskjutningarna av växeltungorna och krafterna som inverkar på fäststängerna i verkligheten är mycket måttliga. Detta kan konstateras genom att jämföra dessa med belastningstesten för Railex som genomfördes i laboratorieförhållanden efter fältproven samt med de tidigare undersökningarna vid Aalto-universitetet gällande de kritiska upplåsningskrafterna och -förskjutningarna för växelns tungkonstruktion.

Resultaten av mätningarna innebär ändå inte att växelns låsning inte under några som helst omständigheter skulle kunna öppna sig p.g.a. vibrationer. Vissa sällan förekommande fel i bankonstruktionen eller i den fordonspark kan ge upphov till betydande belastningstoppar jämfört med belastningarna som uppmättes i detta arbete. Negligerig av reglervärdena för anordningarna som används för att vända växeln har stor betydelse för hur växeln slutligen fungerar. Sådana belastningar och feljusteringar kan störa spårväxelns funktion varvid den kritiska gränsen för upplåsningskrafterna i växeln överskrids.

Riku Varis: Rolling stock-induced lateral vibration in a railway turnout and its effect on the behavior of toggle spring device. Finnish Transport Agency. Infrastructure and Environment. Helsinki 2013 Research reports of the Finnish Transport Agency 54/2013, 137 pages and 1 appendix. ISSN-L 1798-6656, ISSN 1798-6664, ISBN 978-952-255-107-8.

Summary

This master's thesis focuses on lateral vibration of railway turnouts which is caused by actual rolling stock. The main goal of this thesis is to find out the basic vibration behavior of the railway turnout. That basic vibration behavior refers to the lateral transitions of the whole switch blade and the forces that are developed in the turnout structure during the transition. When the basic vibration behavior is determined it also gives opportunity to estimate how that affects the chance of undesirable operation of a turnouts locking device.

This thesis consists of a literature survey and a practical research in the field and also in laboratory. The literature survey concentrates on the components of the railway turnout and provides information about the basics of vibration. The integrated point machine and a toggle spring device called Railex were found to be the most important structural components of the railway turnout that affect the vibration and chance of undesirable operation of turnout. Especially the detailed knowledge of the Railex and its spring mechanism proved to be really important part in vibration analysis.

The practical research was performed by measuring and analyzing the behavior of both switch blades. These measurements were executed in side protection switch in Toijala. This switch was chosen because there was a major derailment in the summer 2009. The focus was to measure the transition of both switch blades and the forces in the switch rodding. The measurement was performed in the period of 15.11.2011–31.11.2011. During this time there were over hundred train passes in that turnout, which included both passenger and freight trains. Analysis of these train passes shows that the transition in the switch blades and the forces in the switch roddings are quite moderate. This was proven by comparing these analysis results to the results which were done in the laboratory concerning the basic behavior of Railex. This field test results can be also compared to research made by Aalto University in 2010. They studied only the critical opening displacements and forces in that same accident turnout without the actual rolling stock.

The results of this analysis doesn't directly rule out the possibility that the vibration could cause the opening of the turnouts locking device. Some rare factors such as wide wheel flats or large track displacement can cause sudden large dynamic forces in the track. Also the wrong adjustments in the Railex and its rodding can dramatically change the behavior of the whole turnout. With these sudden rare factors, the turnouts functionality could be disturbed dramatically and showed opening forces can occur.

Esipuhe

Tämän työ koostuu pääosin tutkimuksesta, jonka on tehnyt Riku Varis diplomityönä Tampereen teknillisen yliopiston (TTY) Rakennustekniikan laitoksella, Maa- ja pohjarakenteiden yksikössä. Diplomityön sisällön lisäksi työ sisältää myös sitä seuranneiden jatkotutkimusten tuloksia. Työ on kokonaisuudessaan osa Liikenneviraston rahoittamaa Elinkaaritehokas rata -tutkimusohjelmaa.

Diplomityön ohjasivat professori Antti Nurmikolu ja dosentti Juha Miettinen TTY:ltä. Työn tarkastajana toimi Liikenneviraston tekninen johtaja Markku Nummelin.

Helsingissä tammikuussa 2014

Liikennevirasto
Infra- ja ympäristöosasto

Sisällys

| | |
|---|----|
| SYMBOLIT, LYHENTEET JA TERMIT | 9 |
| 1 JOHDANTO | 11 |
| 2 RAUTATIEVAIhteiden RAKENTEET SUOMESSA | 13 |
| 2.1 Vaihteiden perusosat ja määritelmät | 13 |
| 2.1.1 Vaihdeyypit | 14 |
| 2.1.2 Vaihteiden merkintä | 18 |
| 2.1.3 Vaihteiden mitoitus | 18 |
| 2.2 Vaihteiden rakenne ja historia | 19 |
| 2.2.1 Kiskot | 20 |
| 2.2.2 Kiskon ja pölkyn kiinnitys | 21 |
| 2.2.3 Kielisovitukset | 23 |
| 2.2.4 Risteyssuhteet | 25 |
| 2.2.5 Risteykset | 25 |
| 2.2.6 Vastakiskosovitukset | 26 |
| 2.2.7 Vaihteen lämmitys ja lumisuojaus | 26 |
| 2.3 Vaihteen kääntö | 28 |
| 2.3.1 Vaihteen asetuslaitteet | 28 |
| 2.3.2 Vaihteenlukot | 30 |
| 2.3.3 Vaihteenkääntölaitteet | 32 |
| 2.3.4 Kääntöavustin | 35 |
| 3 RAUTATIEVAIhteiden VÄRÄHTELY | 38 |
| 3.1 Värähtelyn perusteet | 38 |
| 3.1.1 Jousi | 40 |
| 3.1.2 Kappaleen inertia | 42 |
| 3.1.3 Vaimennin | 42 |
| 3.2 Yhden vapausasteen värähtely | 44 |
| 3.2.1 Vaimenematon ominaisvärähtely | 45 |
| 3.2.2 Vaimennettu ominaisvärähtely | 45 |
| 3.2.3 Pakkovärähtely | 47 |
| 3.3 Värähtely rautateillä | 49 |
| 3.3.1 Kaluston aiheuttaman staattisen pyöräkuorman vaikutus | 50 |
| 3.3.2 Kaluston aiheuttaman dynaamisen kuormituksen vaikutus | 51 |
| 3.3.3 Ratarakenteen aiheuttamat dynaamiset kuormitukset | 56 |
| 3.4 Vaihteen kriittiset aukeamisvoimat | 57 |
| 4 MITTAUKSET TOIJALAN RATAPIHALLA | 62 |
| 4.1 Vaihteen anturointi | 62 |
| 4.1.1 Venymäliuska-anturit | 64 |
| 4.1.2 Siirtymäanturit | 69 |
| 4.1.3 Kiihtyvyyssanturit | 71 |
| 4.2 Mittausjärjestelmä | 72 |

| | | |
|---------|---|---------------|
| 5 | VAIHTTEEN YLEINEN VÄRÄHTELYKÄYTTÄYTYMINEN..... | 74 |
| 5.1 | Mitatun datan analysointitapa | 75 |
| 5.2 | Kiinni olevan kielen käyttäytyminen | 76 |
| 5.2.1 | Siirtymät ajettaessa vastavaihteeseen | 77 |
| 5.2.2 | Voimat ajettaessa vastavaihteeseen | 83 |
| 5.2.3 | Siirtymät ajettaessa myötävaihteeseen..... | 89 |
| 5.2.4 | Voimat ajettaessa myötävaihteeseen..... | 91 |
| 5.2.5 | Yhteen veto kiinni olevan kielen käyttäytymisestä..... | 94 |
| 5.3 | Auki olevan kielen käyttäytyminen..... | 94 |
| 5.3.1 | Siirtymät ajettaessa vastavaihteeseen | 95 |
| 5.3.2 | Voimat ajettaessa vastavaihteeseen | 97 |
| 5.3.3 | Siirtymät ajettaessa myötävaihteeseen..... | 99 |
| 5.3.4 | Voimat ajettaessa myötävaihteeseen..... | 101 |
| 5.3.5 | Yhteen veto auki olevan kielen käyttäytymisestä | 104 |
| 6 | TAVARAJUNIEN KUORMITUKSEN VAIKUTUS VAIHTTEEN KÄYTTÄYTYMISEEN | 105 |
| 6.1 | Kiinni olevan kielen käyttäytyminen | 105 |
| 6.2 | Auki olevan kielen käyttäytyminen..... | 109 |
| 6.3 | Yhteen veto tavarajunien kuormituksen vaikutuksesta..... | 110 |
| 7 | RAILEX-KÄÄNTÖAVUSTIMEN KUORMITUSKOKEET | 111 |
| 7.1 | Railexissa vaikuttavien voimien laskennallinen selvittäminen..... | 111 |
| 7.2 | Kuormituskokeiden koejärjestelyt..... | 115 |
| 7.2.1 | Staattinen kuormituskoe | 116 |
| 7.2.2 | Dynaaminen kuormituskoe | 118 |
| 7.3 | Tulokset | 120 |
| 7.3.1 | Staattinen koe..... | 121 |
| 7.3.2 | Dynaaminen koe..... | 122 |
| 8 | VAIHTTEEN AUKEAMISEN MAHDOLLISUUS | 128 |
| 8.1 | Vaihtteen aukeaminen teoriassa | 128 |
| 8.2 | Vaihtteen aukeaminen mitatuilla voimilla..... | 129 |
| 8.3 | Vaihtteen mahdollisen aukeamisen syyt | 130 |
| 8.3.1 | Dynaamiset kuormituslisät | 130 |
| 8.3.2 | Vaihtteen kiinnipitovoimaa alentavat tekijät | 132 |
| 9 | YHTEENVETO | 133 |
| | LÄHTEET | 135 |
| | LIITTEET | |
| Liite 1 | Antureiden | asennuspaikat |

Symbolit, lyhenteet ja termit

Kreikkalaiset kirjaimet

| | |
|------------|--------------------------------|
| α | Vaihteen risteyskulma |
| γ | Systeemin vaimennustermi |
| γ_k | Pyörän kartiokkuus |
| μ | Kappaleen pinnan kitkakerroin |
| τ | Ominaisvärähdysaika |
| ψ | Värähtelyn vaihekulma |
| Ω | Pakkovoiman kulmataajuus |
| ω | Värähtelyn ominaiskulmataajuus |

Latinalaiset kirjaimet

| | |
|------------|---|
| A | Kappaleen poikkileikkauksen pinta-ala |
| a_q | Junan poikittaishiihtyvyys |
| C | Värähtelyn siirtymän amplitudi |
| c | Nesteen vaimennusvakio |
| C_{ekv} | Systeemin ekvivalentti vaimennusvakio |
| C_k | Kriittinen vaimennusvakio |
| E | Materiaalin kimmomoduuli |
| e | Pyörien kulkupintojen etäisyys |
| F | Jousivoima |
| f | Värähtelyn ominaistaajuus |
| F_μ | Kitkavaimennuksen kitkavoima |
| F_o | Värähtelyn pakkovoiman amplitudi |
| F_c | Nestevaimennuksen kitkavoima |
| h | Raiteen kallistus |
| I_o | Hitausmomentti halutun akselin ympäri |
| I_G | Hitausmomentti massakeskipisteeseen suhteen |
| k | Materiaalin jousivakio |
| k_{ekv} | Systeemin ekvivalentin jousen jousivakio |
| L | Aaltoliikkeen aallonpituus |
| L_k | Kappaleen pituus |
| L_t | Vaunun telien välimatka |
| m | Kappaleen massa |
| m_{ekv} | Systeemin ekvivalentti massa |
| R | Radan kaarresäde |
| r_o | Pisteen tasosuuntainen etäisyys massakeskipisteestä |
| r_k | Pyörän kulkuympyrän säde tasapainotilanteessa |
| V | Junan nopeus |
| v | Kappaleen nopeus |
| X | Pakkovärähtelyn amplitudi |
| X_ω | Pakkovärähtelyn amplitudi resonanssitilanteessa |
| x | Kappaleen siirtymä |
| \dot{x} | Kappaleen nopeus |
| \ddot{x} | Kappaleen kiihtyvyys |

Lyhenteet

| | |
|-----|--|
| CEN | Comité Européen de Normalisation, Eurooppalainen standardijärjestö |
| JKV | Junien kulunvalvonta |
| KRV | Kaksipuolinen risteysvaihde |
| KV | Kaksoisvaihde |
| pp | Peak to peak, huipusta huippuun |
| RR | Raideristeys |
| SKV | Sisäkaarrevaihde |
| SRR | Sovitettu raideristeys |
| TYV | Tasapuolinen yksinkertainen vaihde |
| UKV | Ulkokaarrevaihde |
| YRV | Yksipuolinen risteysvaihde |
| YV | Yksinkertainen vaihde |

Käsitteet

| | |
|------------------|--|
| H-runkoinen teli | Telirakenne, jossa ainoastaan pyöräparit ovat jousittamatonta massaa |
| Hydrolink | Hydraulisella voimasiirrolla toteutettu vaihteenkääntölaite |
| Hydrostar | Kokonaan hydraulinen vaihteenkääntölaite |
| Klingel movement | Siniliike, pyöräkerran aaltoileva etenemisliike raidevälyksessä |
| Raillex | Suomessa käytettävä kääntöavustin |
| Voestalpine BWG | Rautatievaihteiden valmistaja |

1 Johdanto

Tässä työssä perehdytään rautateiden liikkuvan kaluston aiheuttamaan värähtelyyn kiskoissa rautatievaihteiden kohdalla ja sen vaikutuksiin vaihteiden rakenteissa. Tärkeimpänä rakenteen kannalta on tutkia vaihteen lukituksen käyttäytymistä tämän kaluston aiheuttaman värähtelyn johdosta. Tämän tutkimuksen tarve on vahvasti lähtöisin Toijalassa 16.6.2009 sattuneesta tavarajunan kymmenen vaunun suistumisesta. Onnettomuus sattui Toijalan ratapihalla, kun kyseinen tavarajuna oli ohittamassa ratapihaa ja oli liittymässä Tampereen suuntaan johtavalle pääraiteelle. Varsinaisen onnettomuuden johtui pääraiteelle johtavan vaihteen äkillisestä kääntymisestä junan alla. Tämä äkillinen vaihteen kääntymisen sai aikaan junan peräosan ajautumisen väärälle raiteelle aiheuttaen lopulta kymmenen vaunun suistumisen raiteiltaan ja viiden vaunun kaatumisen. Onnettomuuden johdosta tehtyjen tutkimusten ja selvitysten [1] perusteella on todettu, että kyseisen tavarajunan aiheuttamalla värähtelyllä on ollut suuri vaikutus vaihteen äkilliseen aukeamiseen. Kielien värähtelyn tutkiminen on siis osoittautunut tarpeelliseksi, jotta voidaan tulevaisuudessa estää sen aiheuttamat suistumistapaukset vaihteissa.

Työn tavoitteena on muodostaa käsitys Suomen rautatieverkolla kulkevan kaluston aiheuttaman värähtelyn suuruudesta vaihteissa ja tutkia, mitkä tekijät aiheuttavat suurimpia värähtelyitä. Tämän lisäksi työssä tutkitaan, ovatko nämä värähtelyt tarpeeksi suuria aiheuttaakseen vaihteiden aukeamisen. Toijalan onnettomuustutkinnan [1] yhteydessä tutkittiin kyseisen onnettomuusvaihteen aukeamisvoimia ja siirtymiä keinokeinoisten voimien avulla, joten tässä tutkimuksessa saatavia todellisia kuormitusarvoja voidaan verrata näihin arvoihin. Tutkimuksen tarkoituksena ei ole suunnitella uusia vaihderakenteita tai ottaa muutenkaan kantaa rakenteiden muutoksiin värähtelyn vähentämiseksi, vaan tutkia värähtelyitä ja niistä seuraavia mahdollisia ongelmia vaihteen toiminnassa.

Työ on koostettu sekä kirjallisuusselvityksenä että koetoiminnalla Toijalan ratapihalla sijaitsevassa vaihteessa. Kirjallisuusselvityksen tarkoituksena on kappaleessa 2 selvittää rautatievaihteiden yleistä rakennetta ja toimintaa, mutta varsinkin keskittyä vaihteenkääntölaitteen sekä kääntöavustimen rakenteisiin ja toimintaperiaatteisiin. Näiden katsotaan olevan hyvin keskeisessä roolissa vaihteen ongelmattoman toiminnan kannalta, joten niiden lähempi tarkastelu on tässä tutkimuksessa tarpeen. Varsinaisten vaihteiden ominaisuuksien lisäksi kappaleessa 3 on tarkoitus perehtyä myös yleisesti värähtelyn syntyyn, etenemiseen ja mittaamiseen, jotta saadaan luotua mahdollisimman vahva teoriapohja kenttämittausten tueksi, joiden järjestelyistä kerrotaan kappaleessa 4.

Kenttämittausten tarkoituksena on saada tietoa todellisista liikkuvan kaluston aiheuttamista kuormituksista ja vaihteen kielien siirtymistä varsinkin radan poikittaissuunnassa. Näitä tietoja analysoimalla pyritään selvittämään, minkä tyyppinen kalusto aiheuttaa suurimpia poikittaiskuormituksia. Kappaleessa 5 keskitytään lähinnä veturikuormitusten aiheuttamaan käyttäytymiseen, jonka perusteella kappaleessa 6 pystytään arvioimaan, millaisia muutoksia tavarajunien aiheuttamat kuormitukset tuovat tähän tilanteeseen. Kappaleessa 7 pohditaan tämän jälkeen vaihteen aukeamisen mahdollisuutta edellisissä kappaleissa saatujen tulosten pohjalta. Työn lopussa kappaleessa 8 kootaan yhteen tutkimuksen päätelmät ja pohditaan mahdollisten jatkotutkimusten tarvetta.

Rautatievaihteisiin liittyvää tutkimusta on tehty Suomessa tähän mennessä melko vähän, joten aihetta tutkimukselle varmasti on. Ratarakenteissa ja kalustossa syntyvää värähtelyä on sitä vastoin tutkittu aikaisemmin yleisellä tasolla eri tutkimuksissa ja diplomitoissa, joihin tässäkin työssä viitataan. Nämä tutkimukset ovat kuitenkin keskittyneet pääosin rakenteiden pystysuuntaisen värähtelyn tutkimiseen ja mallintamiseen. Tämän työn kannalta oleellista vaakasuuntaista värähtelyä on käsitelty huomattavasti suppeammin, joten näiden asioiden esille tuominen on varmasti oleellista, jotta voidaan lisätä tietämystä vaihteen vaikuttavien poikittaisvoimien merkityksestä.

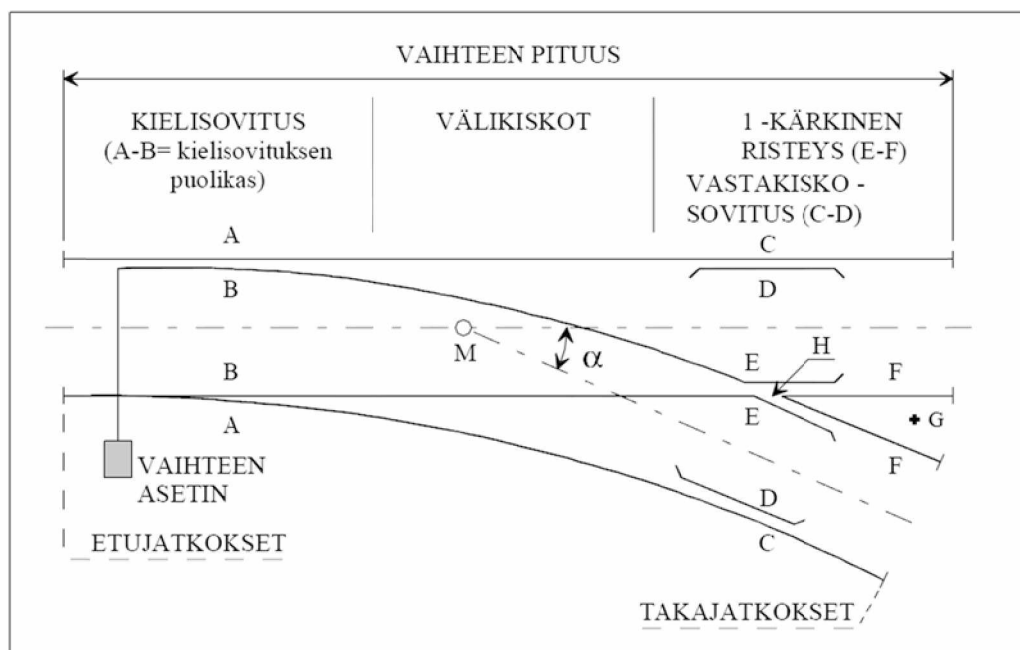
Tämä raportti koostuu pääosin toukokuussa 2011 valmistuneen diplomityön ”Liikkuvan kaluston aiheuttama vaakavärähtely rautatievaihteessa” sisällöstä, johon on lisätty myös sitä seuranneiden jatkotutkimusten tuloksia. Samalla diplomityössä esitettyä tuloksia on korjattu jatkotutkimuksissa esille tulleiden tarkentuneiden kertoimien avulla, jonka jälkeen kaikki tulokset ovat vertailukelpoisia keskenään.

2 Rautatievaihteiden rakenteet Suomessa

Rautatievaihde on raiteiden liityntäkohta, jossa liikkuva kalusto voidaan ohjata raiteelta toiselle. Vaihteet voivat olla myös kahden toisiaan risteävän raiteen yhtymäkohta. Tällöin puhutaan normaalisti raideristeyksestä. Vaihteet ovat hyvin tärkeä osa rautatieliikennettä, sillä ne toimivat eri rautatieosuuksien yhdistävänä tekijänä ja mahdollistavat näin kokonaisen rautatieverkoston luomisen. Tämän takia ilman vaihteita ei voida harjoittaa tarkoituksenmukaista rautatieliikennettä [2]. Vaihdealue sisältää huomattavasti monimutkaisempia teknisiä ratkaisuja kuin normaali raideosuus, joten vaihteiden ongelmaton toiminta vaatii suurta huomiota kunnossapidon kannalta. Vaihde onkin kunnossapidon kannalta koko rautatieverkoston kriittisin osa. Sen toiminta ja rakenne vaikuttaa myös suuresti matkustusmukavuuteen. [3]

2.1 Vaihteiden perusosat ja määritelmät

Rautatievaihde koostuu aina tietyistä pääosista. Nämä pääosat jakavat kokonaisen vaihteen eri toiminnallisiin osiin. Perinteisen eli niin sanotun yksinkertaisen vaihteen pääosat ovat kielisovitus, vaihteen asetin, välikiskot, 1-kärkinen risteys ja vastakiskosovitukset. Nämä pääosat ovat havainnollistettuina kuvassa 1.



Kuva 1. Vaihteiden pääosat. Lainattu muokattuna lähteestä [2].

Vaihteiden varsinaiset osat ovat myös eroteltuina kirjaimin kuvaan 1 ja niiden merkitykset on seuraavat:

- A tarkoittaa tukikiskoja.
- B:llä merkitään vaihteen kieliiä, jotka muodostavat yhdessä tukikiskojen kanssa kielisovituksen.
- C edustaa vastakiskojen tukikiskoja.
- D on vuorostaan vastakiskojen merkintä ja ne muodostavat yhdessä vastakiskon tukikiskon kanssa vastakiskosovituksen.
- E tarkoittaa siipikiskoja.
- F on kärkikiskojen merkintä ja ne muodostavat yhdessä siipikiskojen kanssa 1-kärkisen risteyksen.
- G:llä merkitään rajamerkkiä, eli pistettä, jonka ohitettuaan juna ei ole enää fyysisenä esteenä vaihteen toisella raiteella kulkevalle junalle.
- M kuvaa vaihteen matemaattista keskipistettä.
- H kuvaa vuorostaan risteyksen matemaattista risteyspistettä.
- α :lla merkitään risteyskulmaa, joka esitetään yleensä tangenttina, kuten 1:9.

Kuten kuvasta 1 voidaan nähdä, on vaihteella aina etu- ja takapää, joihin liitetään aina myös jatkokset. Näiden jatkosten tehtävänä on toimia varsinaisen vaihteen sekä normaalin raideosuuden välikappaleina. Näitä perusosia pyritään soveltaen käyttämään kaikissa eri vaihdetyypeissä, mutta joskus joudutaan käyttämään myös muita osia, joihin palataan vielä myöhemmin tämän työn aikana. [3]

Yksinkertaisimmillaan vaihteessa on aina suora raide ja poikkeava raide. Tähän määritelmään liittyy myös se, että vaihteelle määritetään aina puolisuus. Puolisuus määrittää kumpaan suuntaan poikkeava raide kääntyy suhteessa suoraan raiteeseen. Tätä ominaisuutta merkitään normaalisti vain kirjaimilla O (oikeanpuolinen vaihde) ja V (vasemmanpuolinen vaihde). [2]

Junan kulkusuunnan mukaan vaihdetta voidaan kutsua myös myötä- tai vastavaihteeksi. Myötävaihde on vaihde katsottuna kielien kannasta kärkiin päin ja vastavaihde on vaihde katsottuna kärjistä kielien kantaan päin. Näitä termejä tarvitaan usein junien kulkusuunnan määrittämiseen vaihteessa. [3]

Tämän työn kannalta on oleellista puhua myös turvavaihteista. Turvavaihde on normaalisti sivuraiteella oleva vaihde, jolla estetään liikkuvan kaluston luvaton pääsy sivuraiteelta pääraiteelle. Turvavaihde käännetään pääraiteelle vain kun liikennöinti näiden kahden raiteen välillä on luvallista ja valvottua. Näin voidaan esimerkiksi ratapihoilla estää yksittäisten vaunujen huomaamaton liukuminen liikennöidylle pääraiteelle. Turvavaihteen sijaan raiteelle voidaan asentaa myös raiteensulku, joka suistaa junan raiteeltaan. [3]

2.1.1 Vaihdetyypit

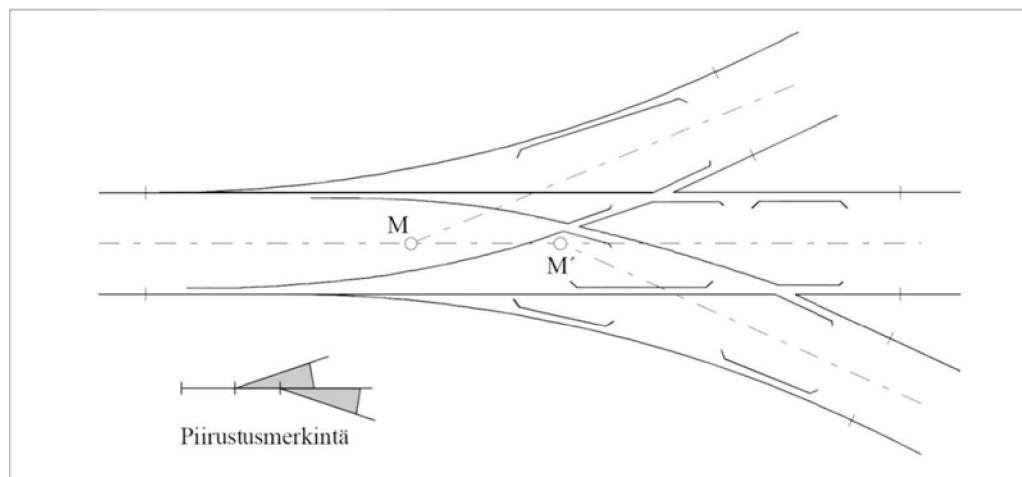
Vaihteita voidaan luokitella eri tavoin riippuen siitä, mikä ominaisuus vaihteessa on luokituksen kannalta kiinnostava. Vaihteet voidaan jakaa nopeusluokitustensa mukaan lyhyisiin, pitkiin ja suurnopeusvaihteisiin. Lyhyet vaihteet ovat normaalisti risteysuhteella 1:9 olevia vaihteita, joiden poikkeavan raiteen kaarresäde on korkeintaan 300 metriä. Lyhyissä vaihteissa suurin sallittu nopeus poikkeavalla raiteella on 35 km/h. Pitkissä vaihteissa sallitaan poikkeavalla raiteella yli 35 km/h nopeus ja

niiden risteyssuhde on suurimmillaan 1:18 ja kaarresäde yli 300 m. Tätä suurempia vaihteita kutsutaan suurnopeusvaihteiksi ja niiden risteyssuhde on Suomessa 1:26 tai 1:28. [3]

Yleisemmin vaihteet luokitellaan kuitenkin vaihteen muodon ja kulkutietapausten mukaan. Vaihteet voidaan tämän jaon perusteella luokitella yksinkertaisiin vaihteisiin, kaksoisvaihteisiin, raideristeyksiin ja risteysvaihteisiin. Raideristeyksissä ei raidetta voi varsinaisesti vaihtaa, mutta ne lasketaan silti vaihteiksi.

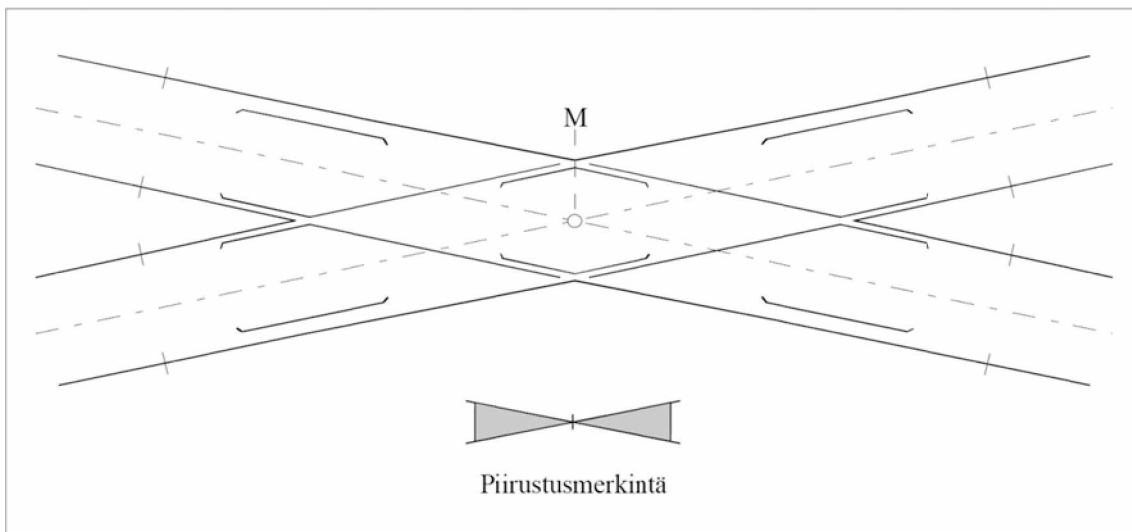
Yksinkertaiset vaihteet (lyhenne YV), joista esimerkkinä voidaan käyttää kuvaa 1, ovat selvästi käytetyin vaihtetyyppi Suomen rautateillä ja niitä oli vuoden 2010 alussa 5221 kappaletta. [4] Siinä raide jakautuu kahdeksi raiteeksi. Nämäkin voidaan luokitella vielä oikealle ja vasemmalle kääntyviin vaihteisiin sekä tasapuolisesti kääntyviin vaihteisiin (TYV). Tasapuolisessa vaihteessa kummatkin raiteet kaartuvat yhtä paljon, jolloin suoraa raidetta ei ole. Tämän lisäksi on olemassa myös sisäkaarrevaihde (SKV) ja ulkokaarrevaihde (UKV), joissa pääraide kaartuu joko poikkeavan raiteen suuntaan tai siitä pois päin. Kaarrevaihteet ovat kuitenkin hyvin harvinaisia ja niiden käyttöä pitäisi välttää. [2]

Kaksoisvaihteet (KV) ovat vaihteita, joissa raide haarautuu kolmeksi raiteeksi. Kaksoisvaihdetta voi periaatteessa ajatella kahtena peräkkäisenä yksinkertaisena vaihteena. Vaihteen puolisuus määräytyy ensimmäisen poikkeavan raiteen suunnasta. Suomessa oli vuoden 2010 alussa käytössä 108 kaksoisvaihdetta. [4] Kuva 2 havainnollistaa kaksoisvaihteen perusrakennetta. [2]

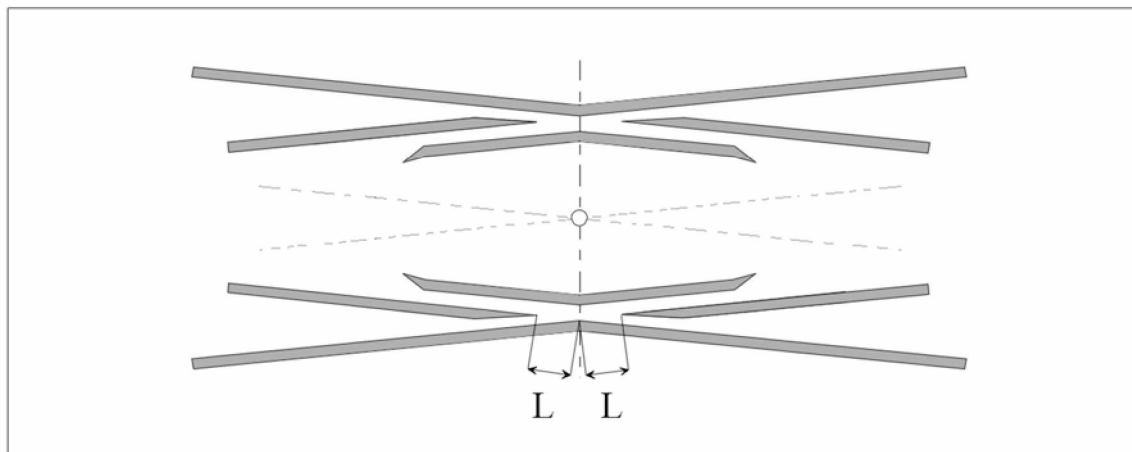


Kuva 2. Vasemmanpuoleinen kaksoisvaihde [2].

Raideristeyksellä (RR) tarkoitetaan kahden raiteen risteyskohtaa ja niitä on rakennettu Suomen rautateille 43 kappaletta (vuoden 2010 alussa). [4] Raideristeyksessä ei ole siis liikkuvia osia, vaan se on täysin kiinteä ratkaisu. Näissä esiintyy edellisistä vaihtetyypeistä poiketen 2-kärkisiä risteyskohtia. Nämä aiheuttavat junan kululle hetkellisen ohjauksettoman osuuden, jossa juna kulkee hetken matkaa ilman normaalia ohjausta. 1-kärkisessä risteyskohtassa ei ole ikinä ohjauksetonta osuutta. Raideristeyksen perusrakenne on esitetty kuvassa 3 ja 2-kärkisen risteyskohtan ohjaukseton osuus on osoitettu kuvassa 4. [2]

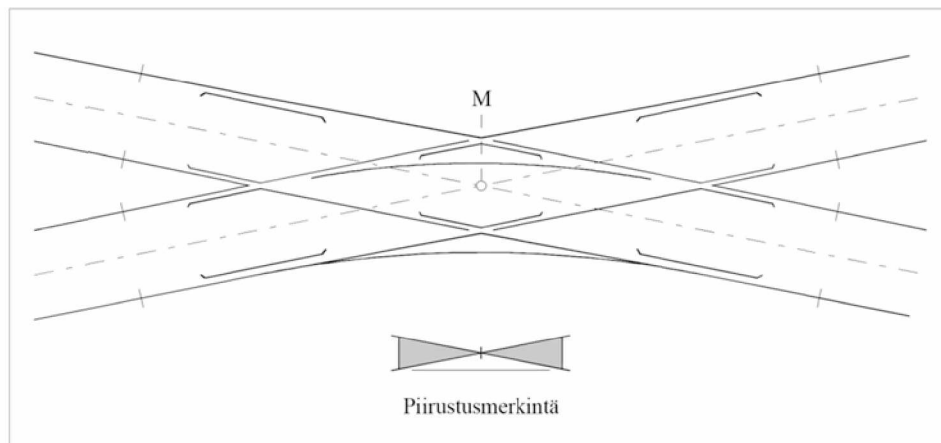


Kuva 3. Raideristeys [2].

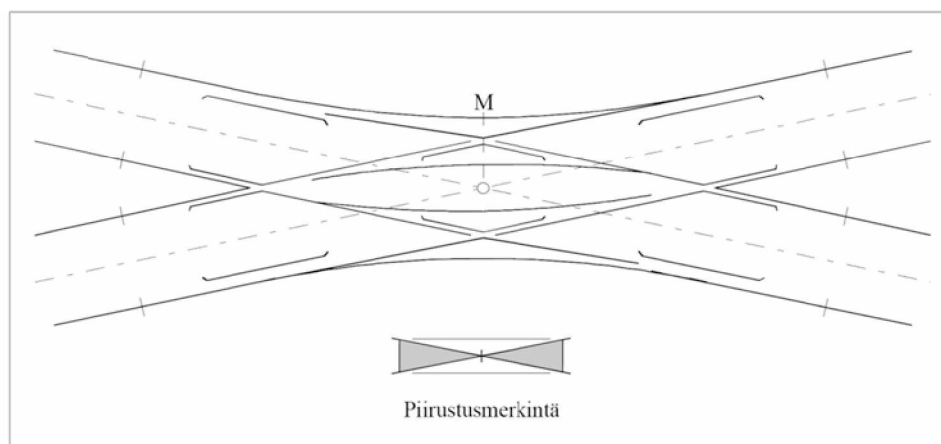


Kuva 4. 2-kärkinen risteys. L on ohjaukseton osuus [2].

Risteysvaihteet (RV) on rakennettu normaaleista raideristeyksistä, mutta niihin on lisätty joko yksi tai kaksi kielisovitusparia. Näin saadaan aikaan risteys, jossa kulkuteitä voi olla enemmän kuin yksi. Yksipuolisessa risteysvaihteessa (YRV) kulkuteitä on kolme ja kaksipuolisessa risteysvaihteessa (KRV) neljä. Tätä rakennetta käytetäänkin huomattavasti enemmän kuin raideristeystä ja niitä on Suomessa tällä hetkellä 266 kappaletta. [4] Risteysvaihteiden rakenteet ovat esitettyinä kuvassa 5 ja kuvassa 6.

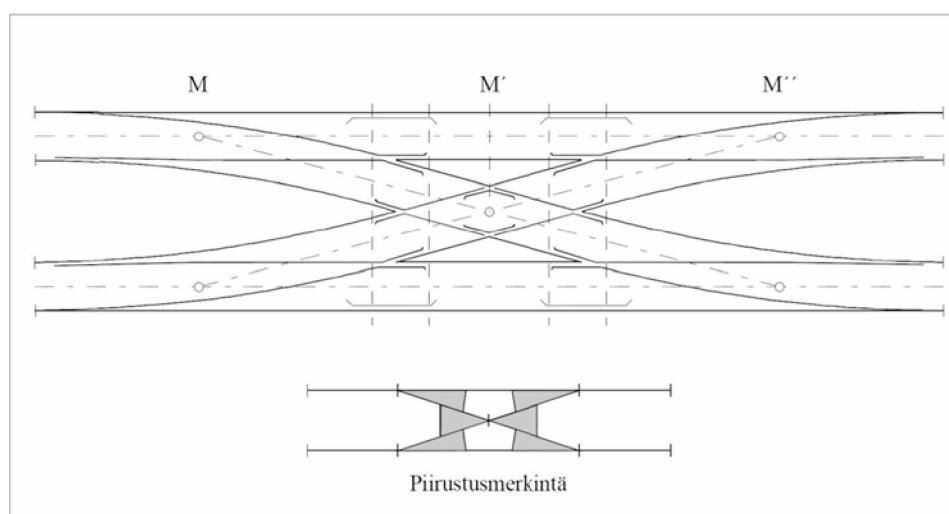


Kuva 5. Yksipuolinen risteysvaihde [2].



Kuva 6. Kaksipuolinen risteysvaihde [2].

Kaksi yhdensuuntaista raidetta voidaan liittää toisiinsa sovitetulla raideristeyksellä (SRR). Se on käytännössä neljän yksinkertaisen vaihteen ja raideristeyksen yhdistelmä. Kuva 7 osoittaa sovitetun raideristeyksen perusrakenteen.



Kuva 7. Sovitettu raideristeys [2].

Sovitetut raideristeykset ovat rakenteen monimutkaisuuden takia valmiiksi mitoitettu ja Suomessa käytetään yleisimmin 4800 mm raidevälille mitoitettua rakennetta. [2]

2.1.2 Vaihteiden merkintä

Vaihteiden merkintä tehdään aina tietyllä tavalla. Tämä tavan mukainen merkintä määrittää vaihteen kaikki tärkeät ominaisuudet tietyssä järjestyksessä. Näin vaihteen tilaaja/käyttäjä näkee heti vaihteen merkinnästä, millaisesta vaihteesta on kysymys. Käytetään esimerkkinä vaihdetta YV54-200N-1:9-O, jossa:

- YV tarkoittaa vaihdetyyppiä. Vaihdetyypit ovat edellä esitetyn mukaisesti YV, TYV, KV, YRV, KRV, SKV, UKV, RR ja SRR.
- 54 tarkoittaa kyseisen vaihteen kiskopainoa kilogrammoissa metrin matkalla. Suomessa käytetyt kiskopainot ovat 30, 43, 54 ja 60
- 200 symboloi vaihteen poikkeavan raiteen kaarresädettä metreissä.
- N ilmaisee, onko vaihteessa raidelevyyden levitys. Jos vaihdetyypistä on olemassa versioita levityksellä ja ilman, kirjain N osoittaa, että vaihteessa ei ole levitystä.
- 1:9 on vaihteen risteyssuhde.
- Kirjain O tai V osoittaa vaihteen puolisuuden, jos sellainen voidaan määrittää.

Vaihteita voidaan merkitä myös yksinkertaisesti esimerkiksi 60E1-vaihde. Tämä tarkoittaa kaikkia 60 kg/m kiskopainolla rakennettuja vaihteita. E1-pääte liittyy Eurooppalaisen standardijärjestön CEN:n standardeihin. Muut kuin CEN:n standardisoimat vaihdeprofiilit merkitään kirjaimella K, kuten K30. [2]

2.1.3 Vaihteiden mitoitus

Vaihteet tulee mitoittaa lähtökohtaisesti staattisille akselipainoille junan nopeuden (V) mukaan seuraavasti [2]:

60E1-vaihteet: 300 kN, kun $V \leq 100$ km/h
 250 kN, kun $100 \text{ km/h} < V \leq 120$ km/h
 220 kN, kun $V > 120$ km/h
 54E1-vaihteet: 250 kN, kun $V \leq 120$ km/h
 220 kN, kun $V > 120$ km/h

Nopeuteen vaihteessa vaikuttaa lopulta moni asia ja on hyvä muistaa, että vaihteissa sallitaan aina tietty nopeus suoralle raiteelle ja tietty nopeus poikkeavalle raiteelle. Nämä eroavat hyvin paljon toisistaan, sillä poikkeavan raiteen kaarresäde rajoittaa nopeutta. Kaarresäde aiheuttaa liikkuvalla kalustolla poikittaiskiihtyvyyden a_q , joka lasketaan yleisesti kaavalla 1. [2]

$$a_q = \frac{V^2}{12,96R} - \frac{h}{163} \quad , \text{ jossa} \quad (1)$$

V on junan nopeus,
 R on kaarresäde ja
 h on raiteen kallistus.

Tämän lisäksi junan kulkuun vaihteessa vaikuttaa nykäys. Nykäys kuvaa poikittaiskiihtyvyyden muutosta ajan suhteen ja se lasketaan kaavan 2 mukaisesti. [2]

$$\frac{da_q}{dt} = \frac{a_q}{t} = a_q * \frac{V}{L_t} \quad , \text{ jossa} \quad (2)$$

da_q/dt on nykäys,

V on junan nopeus ja

L_t on 17 m (telien välimatka).

Näiden suureiden arvot määrittävät pääasiallisesti nopeuden vaihteen kaarteissa ja eri kalustotyypeille on alan kirjallisuudessa taulukoitu suurimpia sallittuja arvoja. Normaalit ohjearvot Suomessa ovat $0,65 \text{ m/s}^2$ poikittaiskiihtyvyydelle ja $1,1 \text{ m/s}^3$ nykykselle. Suoralla raiteella sallitut nopeudet ovat esitettyinä taulukossa 1. [2]

Taulukko 1. Sallitut nopeudet vaihteen suoralla raiteella [2].

| Vaihteet | Nopeus [km/h] | Vaihteet | Nopeus [km/h] |
|----------------------|------------------|--|------------------|
| K30-vaihteet | 70 | Pitkät 60E1-vaihteet | > 200 |
| K43-vaihteet | 110 | K43-, 54E1- ja 60E1-risteysvaihteet suoraan ajettaessa | 90 |
| K60-vaihteet | 50 | K43-, 54E1- ja 60E1-raideristeykset | 90 |
| Lyhyet 54E1-vaihteet | 160 | K30-risteysvaihteet ja raideristeykset | 35 |
| Pitkät 54E1-vaihteet | 140 | Aukiajettavat vaihteet | 30 |
| 54E1-kaksoisvaihteet | 120 | Varmuuslukitsematon vaihde ¹⁾ | 50 |
| Lyhyet 60E1-vaihteet | 200 | | |

¹⁾ Lukuun ottamatta K30-risteysvaihteita ja aukiajettavia vaihteita.

2.2 Vaihteiden rakenne ja historia

Suomen rataverkon historia alkaa jo 1820-luvulta (Orijärven kaivos) [5], jonka jälkeen rataverkkoa ja niihin kuuluneita vaihteita on kehitetty ja laajennettu merkittävästi. Vaihteiden lukumäärä lisääntyikin uusia ratoja rakennettaessa aina 1960-luvulle asti. Eräänlainen kehityksen muutos saavutettiin 1966, jolloin vaihteita ja raideristeyksiä oli VR:n raiteissa tilastojen mukaan lukumääräisesti katsottuna kaikkein eniten eli 8802. Tästä lähtien vaihteiden määrä on Suomessa vähentynyt, sillä vähäliikenteisien vaihteiden ylläpitokustannukset ovat kasvaneet kohonneiden työvoimakustannusten ja lisääntyneiden turvalaitevaatimusten takia. Tästä vähentymisestä kertoo hyvin se, että vuoden 1993 alkupuolella VR:n raiteissa oli enää 6770 vaihdetta. Tämän lisäksi yksityisillä raiteilla oli 2977 vaihdetta. [3] Nykyisin Suomessa on yhteensä 5638 vaihdetta ja 43 raideristeystä, joten määrä on laskenut vielä viime vuosienkin aikana [6].

Nykyään vaihteille asetetaan entistä tiukempia vaatimuksia, mutta perusvaatimukset ovat säilyneet jo kauan samoina. Nämä päävaatimukset voidaankin listata seuraavalla tavalla: [3]

- Junan tulee kulkea vaihteessa pehmeästi ja sysäyksettömästi riippumatta kulkusuunnasta, nopeudesta tai akselipainosta.
- Vaihteen kielien pitää olla tukevia ja niiden täytyy kiinnittyä tukikiskoon kovimmankin kuormituksen alaisena.
- Pienet virheet vaihteessa ei saa suistaa junaa raiteiltaan.
- Vaihteen täytyy säilyä toimintakuntoisena kaikissa olosuhteissa.
- Vaihteen osien tulee olla kestäviä ja rakenne täytyy olla helposti kunnossapidettävä.
- Vaihteen rakenteen täytyy sallia myös talvikunnossapidon tarvitsemat varusteiden asennus.

2.2.1 Kiskot

Rautatieverkon kehityksen alkuvaiheessa Suomessa käytettiin monia eri kiskopainoja. Pääratojen vaihteissa käytettiin vielä vuosisadan vaihteessa yhtätoista eri kiskopainoa 22,256 kg/m ja 53,41 kg/m väliltä. Vuonna 1912 otettiin käyttöön uuden sukupolven K30-kiskotyypin vaihde (kiskopaino 30 kg/m). Tässä kiskotyypissä käytettiin ensi kertaa nykyäänkin käytettävää perusratkaisua, jossa kielikisko on normaalia tukikiskoa matalampi. [3]

Tämän jälkeen vaihteiden kiskopainojen kehitys on mennyt eteenpäin monessa vaiheessa. Vuonna 1922 aloitettiin Suomessa K43-kiskopainon vaihteiden rakentaminen ja suuremman kiskopainon K60-vaihteet tulivat valmistusohjelmaan 1950. Nämä vaihteet eivät kuitenkaan ole missään nimessä samoja vaihteita kuin myöhemmin käyttöön otetut 60E1-vaihteet. [3]

Melko pian tämän jälkeen vuonna 1961 aloitettiin uuden K54-vaihdetyypin valmistus. Tätä kiskopainoa on käytetty tämän jälkeen hyvin paljon ja sen nimitys on hieman muuttunut vuosien varrella. Vuosina 1988–1998 tätä kiskoa nimitettiin UIC54-kiskoksi ja nykyään 54E1. UIC54-kiskon kiskopaino (54,43 kg/m) eroaa todellisuudessa hieman 54E1-kiskon painosta (54,77kg/m), mutta periaatteessa voidaan puhua samasta kiskotyypistä. Vanha K43-vaihde säilyi kuitenkin vielä melko pitkään, aina vuoteen 1985 asti, hallitsevana vaihdetyypinä uudisrakentamisessa. Viimeisin ja tällä hetkellä hallitseva vaihdetyyppi UIC60 (nykyään 60E1) tuli Suomeen ensi kerran vuonna 1988. 60E1- vaihteen asennusten yhteydessä Suomessa aloitettiin myös betonisten ratapölkkyjen käyttö. Tätä ennen käytettiin ainoastaan puisia pölkkyjä. [3] Nämä raskaamman luokan vaihteet on aina tilattu ulkomailta, sillä vaihteiden pitkien kielien koneistus on ollut hankalaa Suomessa. Vaihteita on tilattu monesta eri maasta vuosien varrella, mutta vuoden 1994 alusta lähtien 60E1-vaihteet on hankittu Ranskasta ja 2010 alkaen myös Itävalasta. Vaihteiden perussuunnittelu ja kokoonpano tehdään kuitenkin aina Suomessa, jotta vaihteet vastaavat haluttua rakennetta. Kokoonpanoa on suoritettu monella eri paikkakunnalla, mutta vuodesta 1991 lähtien vaihteiden kokoonpanoa on tehty Pieksämäellä entisen Kaipiaisten ohella. [3] [5]

Nykyään uusissa vaihteissa käytetään siis ainoastaan 60E1- ja 54E1-profiilin vaihteita, joissa teräksen Brinell-kovuus on 260. Nykyisin 77,6 % vaihteista on valmistettu kiskotyypiltään joko 54E1- tai 60E1-kiskoista. [4] Vanhoja K43-vaihteita ei enää valmisteta. Raskaimman luokan 60E1-vaihteissa käytetään nykyään aina myös kiskon kallistusta, joka on 1:40. [2]

Kiskojen jatkuva rasittaminen tuottaa kiskoihin väsyttävää kuormaa. Kiskojen käyttöikä määritellään sen takia kiskojen yli kulkeneiden bruttotonnien perusteella. Nykyisille 54E1- ja 60E1-luokan kiskoille sallitaan noin 300–500 miljoonan bruttotonnin ikä. Vilkkaimmillakin liikennereiteillä Suomessa kulkee nykyään noin 10 miljoonaa brutto tonnia vuodessa [6], joten kiskojen kestoikä voi parhaimmillaan olla hyvin pitkä.

2.2.2 Kiskon ja pölkyn kiinnitys

Kiskojen kiinnitykseen on käytetty ennen perinteisesti naulakiinnitystä. Nämä ovat kuitenkin ajan saatossa vähentyneet ja tilalle on tullut modernimpia tapoja. Nykyisistä kiinnitystavoista K-kiinnitystä alettiin käyttää ensimmäisen kerran K54-vaihteissa vuonna 1965. K-kiinnityksessä kiinnitys tapahtuu puristuslaatan avulla. Myöhemmin uusissa K54-vaihteissakin siirryttiin kuitenkin käyttämään Skl-kiinnitystä. 60E1-vaihteissa on käytetty alusta lähtien pelkästään Skl-kiinnitystä. [3]

Skl-kiinnityksen idea perustuu kiskon ja kiinnitysruuvien välissä käytettävään jousirakenteeseen. Suomessa käytetään nykyään kolmea erilaista jousityyppiä, joista yleisin on Skl 12-jousi. Jousen muoto ja kiinnityksen idea on esillä seuraavan sivun kuvassa 8.

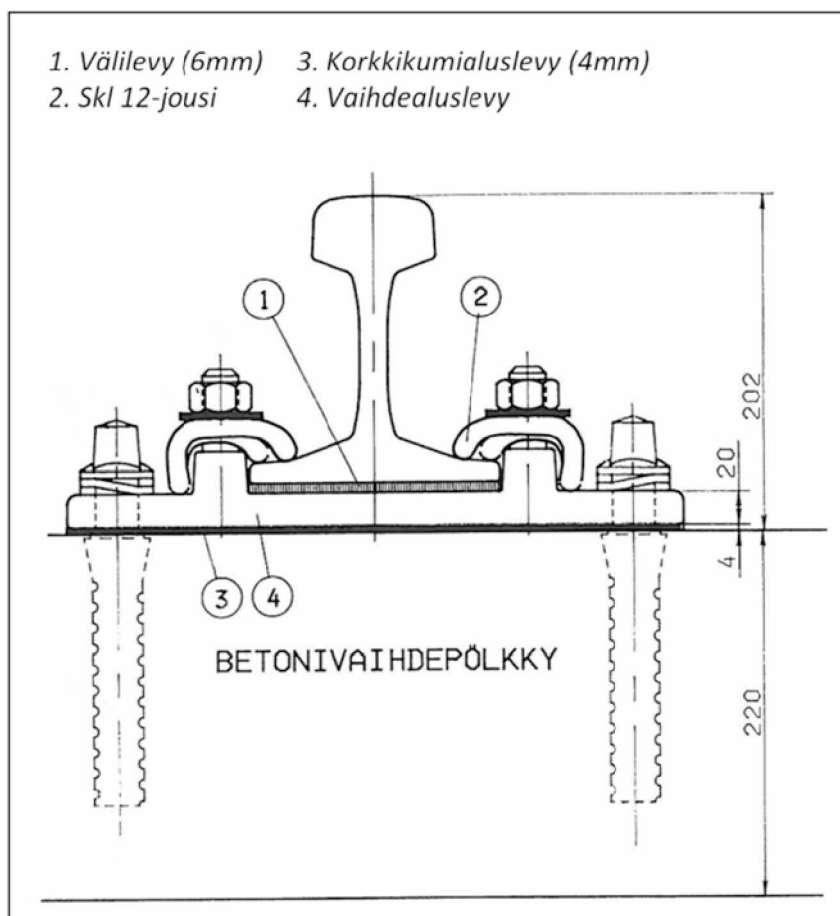


Kuva 8. Skl-kiinnitys [7].

Skl-kiinnityksellä saadaan aikaan pysyvä noin 13 kN:n puristusvoima ja noin 14 mm joustoliike jokaiselle kiinnitysjouselle. [3]

Pölkyn ja kiskon väliin tulee asentaa yleensä vaihdealuslevy. Vaihtoehtoisesti betoniset vaihdepölkkyt voidaan valaa niin, että niiden muoto korvaa osittain vaihdealuslevyt [5]. Näin ei voida kuitenkaan toimia kreosoottipölkkyjen kohdalla [5]. Suomessa käytetään todella monia vaihdealuslevyjä vaihdetyypeistä ja tilanteesta riippuen. Kielien kohdalla aluslevyt toimivat myös liikkuvan kielen liukualusena. Vaihteen kielien kohdalla käytetään nykyään myös rullalaakerivaihdealuslevyjä joka 3. tai 4. aluslevyn kohdalla. Rullat nostavat vaihteenkääntötilanteessa kielet muutaman millin irti liukualusesta, jolloin saadaan pienennettyä huomattavasti kääntämiseen käytettävää voimaa. Rullalaakerit täytyy kuitenkin suunnitella siten, että kiinni oleva kieli ei makaa niiden päällä, koska laakerit eivät kestä junan aiheuttamaa kuormaa.

Kiskon ja vaihdealuslevyn välissä käytetään lisäksi välilevyä kaikkialla paitsi kielisovituksessa kielen liikkuvalla alueella. Tämän välilevyn paksuus on 60E1-vaihteissa 6 mm ja 54E1-vaihteissa 4 mm. Nykyisissä betonipölkkyjen varaan rakennetuissa vaihteissa käytetään aina myös 4 mm paksuisia korkkikumivälilevyjä pölkyn ja aluslevyjen välissä. Kiskon ja pölkyn välistä kiinnitysrakennetta 60E1-vaihteessa on hahmotettu seuraavan sivun kuvassa 9.



Kuva 9. Kiskon ja pölkyn välinen kiinnitysrakenne. Lainattu muokattuna lähteestä [3].

Kuvasta voidaan nähdä, että kiskon ja pölkyn väliin jää vaihteen aluslevyjen vuoksi suurempi rako, eli kiskon kulkupinta on normaalia korkeammalla pölkyn pinnasta mitattuna.

2.2.3 Kielisovitukset

Kielisovituksella tarkoitetaan liikkuvan kielen ja tukikiskon muodostamaa rakennetta. Suomessa on käytössä kolme erilaista ratkaisua kielisovitukselle, joiden rakenne eroaa kielen kannan rakenteen mukaan. Liikkuvissa kielissä oli alun perin aina nivelöidyt kannat. Näitä nivelkantaisia kieliiä käytetään yhä vanhoissa K30- ja K60-vaihteissa ja niiden kielen kannassa on siis hitsattu niveltappi. Tällainen kielisovitus on esitetty kuvassa 10, josta voidaan selvästi nähdä nivelen sijainti. Tämä ratkaisu ei kuitenkaan enää pysty täyttämään nykypäivän akselikuormituksille ja nopeuksille asetettuja vaatimuksia, sillä niveltapin kuluessa kieli pääsee liikkumaan pitkittäis- ja poikittais-suunnassa. [7]



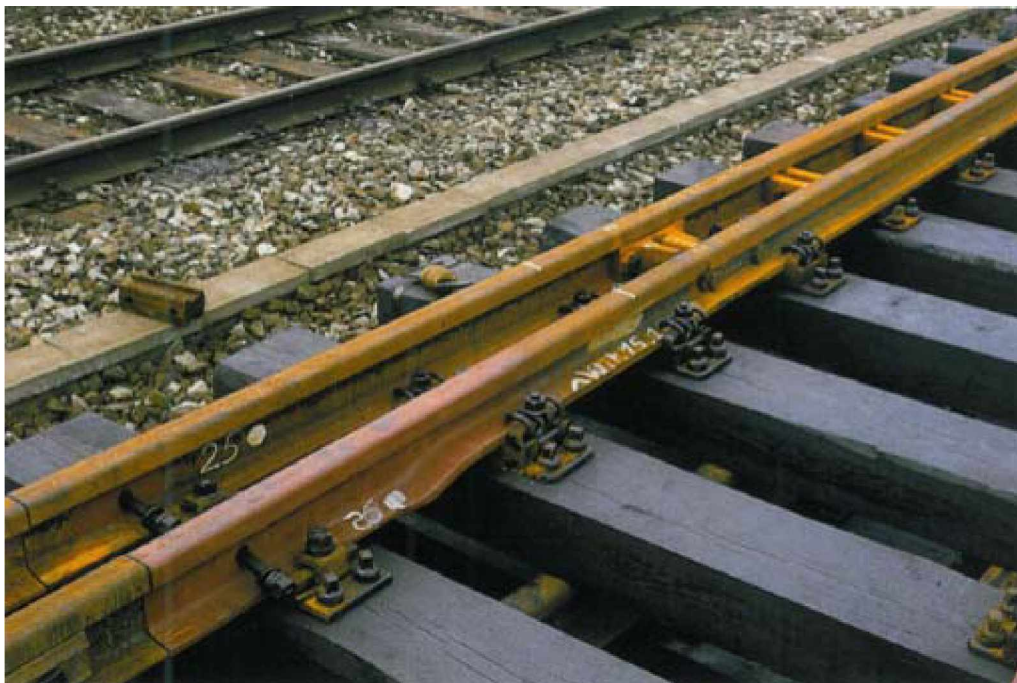
Kuva 10. Kielisovitus, jossa nivelkantaiset kielet [7].

Vuonna 1934 otti VR käyttöön uuden kielirakenteen, jossa kielen kääntöliike toteutettiin nivelen sijaan joustavalla kieliosalla. Tätä ratkaisua käytettiin tässä vaiheessa kuitenkin vain pitkissä vaihteissa. Vuonna 1954 lyhyissä vaihteissa otettiin käyttöön joustokiskokantaiset kielet. Tämän ratkaisun perusidea oli erillinen kielikiskon päähän hitsattu jousto-osa. Jousto saatiin aikaan kaventamalla jousto-osan jalkaa kiskon hamaran levyiseksi. [2] Hitsisaumat ovat kuitenkin kuormituksen kannalta heikkoja kohtia, joten ne tulee varmistaa aina sidekiskolla. Kuva 11 havainnollistaa jousto-osan ja sidekiskovarmistuksen rakennetta. [7]



Kuva 11. Joustokiskokantaisten kielen jousto-osa, jossa sidekiskovarmistus [7].

60E1-vaihteiden valmistuksen myötä siirryttiin takaisin jo vuonna 1934 kehitettyjen joustokantaisten kielen käyttöön. Niissä ei siis ole erillistä jousto-osaa, vaan kielikiskon kantaan on suoraan tehty jalkaa kaventamalla jousto-osa, kuten kuvassa 12.



Kuva 12. Joustokantaisten kielen kantaosa [7].

Tällöin ei tarvita ylimääräisiä hitsisaumoja, jolloin rakenne on kestävämpi. Vuoden 1994 jälkeen 60E1-vaihteiden kieliprofiiliin on tehty myös 1:40-kallistus, jolloin ei tarvita erillisiä siirtymäaluslevyjä normaalin kisko-osuuden ja vaihteen väliin. [3]

Kieli ei tietenkään saa joustaa junan kulkiessa vaihteen yli. Tästä syystä kiinni oleva kieli täytyy aina olla tuettu. Kaikissa näissä edellä esitetyissä kielisovituksissa kielen tuenta hoidetaan tukikiskoon kiinnitetyillä tukitönkillä. Kuvassa 12 on oikeassa reunassa näkyvillä kolme tukikiskoon liitettyä tukitönkkää, sekä alimpana kiskon pituussuuntaista liikettä estävä tuki. [3]

2.2.4 Risteyssuhteet

Suomessa käytettiin alkuaikoina ainoastaan vaihteita, joiden risteyskulma oli 6°. Tämän rinnalle tuli vasta vuonna 1925 uusi risteyskulma, joka ilmoitettiin risteyssuhteena 1:7. Tämä oli siis edellistä mallia huomattavasti jyrkempi, jolloin vaihteesta tuli entistä lyhyempi ja saatiin säästettyä tilaa. Tämän jälkeen sen aikaisia K30- ja K43-vaihteita valmistettiin kummallekin risteyssuhteelle, jolloin tietyn standardisoinnin luominen risteyssuhteelle oli vaikeaa. [3]

54E1-vaihteiden kehityksen mukana päätettiin vuonna 1959 alkaa käyttämään kansainvälisestikin yleisesti käytettyä 1:9-risteyssuhdetta. Tämä johti siihen, että myös K43-vaihteesta jouduttiin lopulta suunnittelemaan uusi 1:9 suhteella oleva versio, jotta näitä voitiin käyttää yhdessä. Samaa suhdetta käytettiin myös 60E1-vaihteiden kohdalla.

Lisääntynyt vauhti rautatieverkolla on tuonut tarpeen myös pidemmille vaihteille. Junien täytyy pystyä ohittamaan vaihteet ilman suurempaa vauhdin hiljennystä, ensimmäiset pitkät erikoisvaihteet suunniteltiin 1933. Näissä risteyssuhde oli 1:15, jolloin poikkeavalla radalla sallittiin lopulta 70 km/h nopeus. Vuonna 1969 suunniteltiin ensimmäinen 1:20,5-suhteella oleva vaihte, jolloin nopeus nousi jo 120 kilometriin tunnissa. Pitkien vaihteiden laajamittaisempi käyttö alkoi kuitenkin vasta 1980-luvun lopulla. Tällöin alettiin käyttää pääsääntöisesti 1:18-vaihteita ja lopulta 1992 lähtien myös 1:26-suhteen vaihteita. [3] Kerava–Lahti-oikoradalla otettiin vuonna 2006 käyttöön 1:28-vaihteet, joissa nopeus poikkeavalla raiteella on 160 km/h. [5]

Vanhoilla risteyssuhteilla olevia vaihteita on vieläkin käytössä tietyissä vähäliikenteisissä paikoissa ja ne tulevat aiheuttamaan tiettyjä yhteensopivuusongelmia kunnossapidon ja radan uusinnan kannalta. [3]

2.2.5 Risteykset

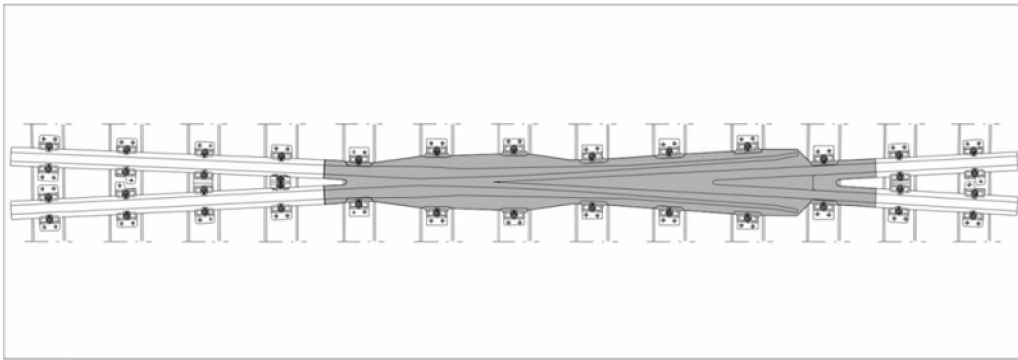
Rautatievaihteiden 1-kärkiset risteykset valmistettiin viime vuosisadan alussa vielä koneistamalla kaksi normaalia kiskoa oikean muotoisiksi ja liittämällä ne yhteen ruuveilla. 1920-luvulla aloitettiin myös muiden vaihtoehtojen kehittäminen, kuten mangaaniosien valmistus kuluviimpiin kohtiin. Risteykset valmistettiin kuitenkin pääosin normaalista kiskosta aina 1960-luvulle asti. Tämän jälkeen vanha tapa alkoi kadota ja tilalle tuli ensin yhtenäisestä keskiosasta valmistetut risteykset. Tämä tarkoitti, että risteyksen keskiosa siipikiskojen kanssa oli yhtenäistä rakennetta, joiden päihin hitsattiin jatkekiskot. [3]

Tämän jälkeen monissa eri vaihdetyypeissä käytettiin taottua kärkiosaa. Takomalla kärkiosa saatiin kestävämmäksi, jonka jälkeen siihen voitiin liittää normaalit jatkekiskot hitsaamalla. 1980-luvun lopulla 54E1-vaihteiden risteyksiä alettiin valmistaa niin sanotusta täyskiskosta. Tämä normaalia kiskoa jyrkempi ratkaisu takasi paremman kestävyys. Tätä ratkaisua, kuten taottua kärkiosaakin, käytettiin myös aluksi 60E1-vaihteiden valmistuksessa. Liikenteen lisääntyessä 1990-luvulla 60E1-vaihteiden

risteyksissä alettiin valmistaa kokonaan yhtenäisestä valetusta mangaaniteräsrakenteesta. Kuva 13 esittää mangaaniteräksistä 1-kärkistä risteystä. [3]

Pitkissä vaihteissa, joissa sallitaan suurempia nopeuksia, käytetään nykyään kääntyväkärkisiä risteyskärkiä. Risteyskärki siis kääntyy siipikiskoa vasten samaan tapaan kuin vaihteen kieli. Kääntyvän kärkiosan avulla kulkupinta ei katkea risteyksessä lainkaan, jolloin kulku on sysäyksetöntä ja se vähentää myös vaihteissa syntyvää melua. Tällaisen risteyskärjen käyttö on tietenkin huomattavasti kalliimpaa, mutta suuri nopeus yhdistettynä vaadittuun matkustusmukavuuteen edellyttää kääntyvää ratkaisua. [2]

Raideristeyskärjissä ja risteysvaihteissa käytetyt 2-kärkiset risteyskärjet on valmistettu samoista materiaaleista kuin 1-kärkisetkin risteyskärjet. Nykyisten 54E1- ja 60E1-vaihteiden 2-kärkiset risteyskärjet ovat kuitenkin pääosin valmistettu täyskiskosta ja taotusta kärkiosista. Mangaaniosiakin on käytetty, mutta se on harvinaisempaa. [2]



Kuva 13. Mangaaniteräksinen 1-kärkinen risteys [2].

2.2.6 Vastakiskosovitukset

Kuten luvussa 2.1. todettiin, vastakiskosovituksella tarkoitetaan vastakiskon ja tukikiskon muodostamaa yhdistelmää. Vastakiskon tehtävä on yksinkertaisesti ohjata junan pyörät risteyskärjen läpi. Ilman vastakiskoa raiteeseen syntyisi risteyskärjen kohdalla epäjatkuvuuskohta, jolloin juna suistuisi raiteilta.

Vastakiskosovituksen toiminnan kannalta tärkeintä on vastakiskon kulkureunan ja risteyskärjen kulkureunan välinen etäisyys sekä vastakiskon sisäänajokulma. Näille mittoille löytyy tarkat mitat toleransseineen Liikenneviraston Ratateknisistä ohjeista (RATO, osa 14 [6]). Vastakiskon rakenteen kannalta on myös tärkeää, että sen yläpinta on normaalisti hieman ylempänä kuin tukikiskon hamara. Tällöin juna saadaan varmemmin liikkumaan vastakiskon varassa risteyskärjen yli. Vastakiskoina käytetään nykyään joko kulmaterästä K30- ja K60-vaihteissa tai 33C1-muototeräksistä valmistettua kiskorakennetta. Kiinnitykseen käytetään pääosin Skl- tai K-kiinnitystä. Vastakiskosovitusten sisäpuolisena kiinnityksenä käytetään usein niin sanottua IFAV-kiinnitystä. [2]

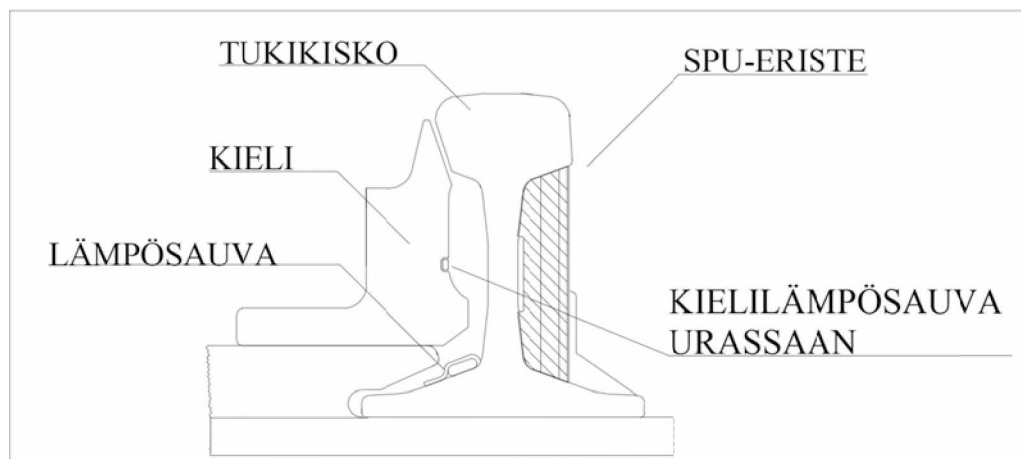
2.2.7 Vaihteen lämmitys ja lumisuojat

Suomessa toimittaessa täytyy rautateiden liikenteen suunnittelussa ja kunnossapidossa ottaa huomioon talviolosuhteet. Vaihteiden on toimittava ympäri vuoden kaikissa olosuhteissa, joten lumi, jää sekä kylmyys eivät saa olla ongelmia vaihteen toiminnalle. Paras kunnossapitokeino ongelmien välttämiseksi on vaihteiden säännöllinen puhdistus irtolumesta, jolloin lumi ja jää eivät pääse kertymään vaihteen alueelle.

Tämä ei kuitenkaan riitä, joten Suomessa on pakko käyttää vaihteiden lumensulatusjärjestelmiä, sekä vaihteisiin asennettavia lumisuoja. Nämä estävät normaalisti lumen ja jään tunkeutumisen vaihteen kriittisimpiin kohtiin.

Lumisuoja käytetään vaihteenkoskettimien ja vaihteenkääntölaitteiden kohdalla. Niillä suojataan laitteiden liikkuvat osat, eli käyttö- ja tarkastustangot, lumelta ja jäältä. Tangot täytyy suojata koko pituudeltaan, jolloin joudutaan rakentamaan erilliset suojat raiteen keskelle sekä raiteen ja toimilaitteen väliin. Suojat ja niiden kiinnitykset on suunniteltava aina siten, että niiden kunnossapito voidaan suorittaa vaikeissakin talviolosuhteissa. [2]

Varsinaisen kääntölaitteen suojauksen lisäksi myös kielten täytyy pysyä toimintakuntoisena, eivätkä ne saa jäätyä kiinni tukikiskoon tai aluslevyihinsä. Tätä varten niihin asennetaan sähkökäyttöiset lämpövastukset. Lämmityksen perusidea on esitettyinä kuvassa 14.



Kuva 14. Lumensulatuslaitteisto. Lainattu muokattuna lähteestä [2].

Lämpövastukset ovat pitkiä lämpösauvoja, jotka kiinnitetään tukikiskon jalan yläosaan raiteen sisäpuolelle ja usein myös kielisiin koneistettuun uraan. Näin niissä syntyvä lämpö johtuu tukikiskoon ja säteilee tukikiskon ja liikkuvan kielen väliin. Jotta lämpöä ei haihtuisi kiskon ulkopuolelle, täytyy kisko eristää polyuretaanista valmistetuilla SPU-eristelevyillä. [2]

Lämpösauvojen lämmitystehot ovat nykyisissä lyhyissä 60E1- ja 54E1-vaihteissa noin 16 kW luokkaa ja pitkissä vaihteissa jopa 30 kW. Jotta energiaa ei menisi kuivalla ja lämpimällä kelillä hukkaan, voidaan lämmityslaitteiden tehoa säätää nykyisin automaattisesti. Automaattista säätöä ohjaa lämpötilaa ja lumisadetta mittaavat anturit. [7]

Vaihteen kielten kärkiä voidaan suojella irtolumelta myös lumenohjaimilla. Ne asennetaan vaihteen etujatkokseen kielen kärkien eteen, jotta pituussuunnassa pölyävä lumi ei pääse kertymään kielisovitukseen alueelle.

2.3 Vaihteen kääntö

Vaihteen kääntäminen on tapahtumasarja, joka riippuu edellä esitetyistä vaihteen rakenteen ominaisuuksista sekä kääntämistä varten vaihteen perusrakenteeseen liitettävistä kielten liikuttamiseen tarvittavista apulaitteista. Näihin apulaitteisiin kuuluvat normaalisti vaihteenasetin, vaihteen lukot sekä vaihteen kääntöavustin ja koskettimet. Nykyään voidaan puhua monesti vain vaihteenkääntölaitteesta, joka sisältää käytännössä kääntökoneiston, välitysmekanismin, vaihteen lukon ja vaihteen koskettimet.

2.3.1 Vaihteen asetinlaitteet

Puhuttaessa vaihteenasettimista ja asetinlaitteista, voidaan näissä termeissä mennä helposti sekaisin. Vaihteenasettimella tarkoitetaan mekaanista vastapainoilla varustettua vaihteiden käsikäntölaitetta. Asetinlaite on vuorostaan nykyisin käytettävä turvalaite, jolla rautatieliikenteen ohjaaja ohjaa keskitetysti yhdestä paikasta junan käyttämät vaihteet ja opastimet haluttuun asentoon. Asetinlaite on siis vaihteiden ja opastimien hallintalaite. Se voi olla joko mekaanisesti tai nykyään pääosin sähköisesti ohjattu.

Viime vuosisadan alkupuolella vaihteen kääntäminen hoidettiin tietenkin pelkästään mekaanisesti vaihteenasettimien avulla. Ensimmäiset mekaaniset kääntölaitteet kehitettiin jo 1850-luvun puolella, mutta Suomessakin käytetyt saksalaismalliset käsiasetinlaitteet kehitettiin vasta 1922. Myöhemmin Suomessa on käytetty myös Norjassa ja Venäjällä valmistettuja vaihteenasettimia. [3]

Suurin osa vaihteen kääntämisistä hoidetaan kuitenkin nykyään mekaanisten vaihteenasettimien sijaan monipuolisempien asetinlaitteiden avulla. Suomessa on käytetty yhteensä neljää erilaista asetinlaitetyyppiä:

- kampiasetinlaitteet
- kankiasetinlaitteet
- releasetinlaitteet
- tietokoneasetinlaitteet

Näistä kaksi ensin mainittua on siis käsikäyttöisiä mekaanisia asetinlaitteita, joista jälkimmäistä ei enää käytetä Suomessa. Näiden avulla vaihteen kääntö suoritetaan mekaanisesti radan varresta. Nykyään käytettävät sähköiset asetinlaitteet muodostavat vuorostaan vain sähköisen signaalin, joka ohjataan dataverkon kautta radalla sijaitsevaan vaihteenkääntömekanismiin. Varsinkin tällöin täytyy puhua erikseen asetinlaitteesta ja varsinaisesta vaihteenkääntölaitteesta.

Nykyiset turvalaitevaatimukset ja lisääntynyt liikenne ovat tehneet mekaanisista asetinlaitteista aivan raskaita käyttää. Mekaanisten asetinlaitteiden tilalle on tullutkin nykyään sähköiset asetinlaitteet. Niiden avulla pystytään hallitsemaan isompia kokonaisuuksia ja kontrolloimaan kymmeniä vaihteita ja opastimia keskitetysti. Sähköisissä asetinlaitteissa on oma sisäänrakennettu logiikka, joka huolehtii kaikkien kulkutieehtojen täyttymisestä automaattisesti kulkutietä asetettaessa. Junan saapuessa vaihteeseen, vaihteiden tilasta vastaava liikenteenohjaaja asettaa sille tarvittavan kulkutien. Tämän jälkeen sähköinen asetinlaite tarkastaa kulkutieehtojen avulla, että kulkutie voidaan asettaa. Asetinlaitteen kuuluu varmistaa, että vaihteen osoittama kulkutie on vapaa ja säilyy vapaana niin kauan kun juna käyttää kyseistä kulkutietä. Jos

kulkutie on vapaa, asetinlaite asettaa vaihteen kielet ja kulkutien varrella olevat opastimet oikeaan asentoon. Raideosuuden vapaanaolo tarkistetaan normaalisti akselinlaskennalla tai raidevirtapiirillä. Asetettu kulkutie purkautuu joko itsestään tai liikenteenohjaaja purkaa sen käsin junan ohitettua kyseisen kohdan. [8]

Releasetinlaitteessa logiikka perustuu loogisiin releisiin, jotka ohjaavat vaihteen toimintaa. Kulkutie tarkistetaan siis releiden avulla ja kulkutietä ei voida asettaa, elleivät kaikki kulkuehdot toteudu. Relekaappi on yhdistetty sähköiseen asetinlaitetauluun, joka kuvaa kyseisen rata-alueen vaihderakenteen. Asetinlaitetaulussa on vaihteiden kohdalla painonappeja, josta halutun kulkutien voi asettaa. Turvallisuussyistä kulkutien asettaminen vaatii yleensä kahden napin yhtäaikaista painallusta, jolloin virheelisiä kulkutien asetuksia sattuu harvemmin.

Nykyisin eniten käytetty asetinlaitetyyppi on tietokoneasetinlaitteet. Niiden erona releasetinlaitteisiin on oikeastaan vain se, että ohjaus perustuu elektronisiin logiikka-komponentteihin, joita ohjataan suoraan tietokoneella. Rata-alueen vaihderakenne on kuvattuna tietokoneen näytölle, josta sitä voi kontrolloida ilman erillisiä ohjauspöytiä. Sähköisten asetinlaitteiden kehityksen mukana vaihteiden ohjaus on tarkentunut huomattavasti. Nykyiset pitkät vaihteet vaativat kielen matkalle useita kääntölaitteita ja niiden ohjaus on hoidettava porrastetusti enintään 200 ms välein. [8] Tällaisiin ohjaustarkkuuksiin on vaikea päästä mekaanisilla asetinlaitteilla. Tähän useiden kääntölaitteiden synkronoituun liikkeeseen palataan vielä tarkemmin luvussa 2.3.3.

Koska asetinlaitteet ovat nykyään useimmiten sähköisiä, ei asetinlaitteen myöskään tarvitse sijaita enää radan varressa. Asetinlaitekaapit onkin sijoitettu nykyään sisätiloihin johonkin vaihteen läheisyyteen. Asetinlaitteen ohjaus voidaan taas vuorostaan tehdä tietokoneen välityksellä käytännössä mistä tahansa. Näin ollen vaihteita ja niihin liittyviä opastimia voidaan ohjata isoista liikenteenohjauskeskuksista kymmenien kilometrien päästä varsinaisesta vaihteesta. Nykyisellä teknologialla tietokoneasetinlaitejärjestelmiin voidaan sisällyttää suuria määriä tietoa, jolloin yksi liikenteenohjaaja voi ohjata kymmenien kilometrien pituista rataosaa kokonaisuudessaan omalta koneeltaan. Vaatimukset tällaisten laajojen ohjausjärjestelmien suunnittelulle tietenkin kasvavat. Suunnittelun päätarkoituksena on luoda kustannustehokas, turvallinen, ja modulaarinen junanohjausjärjestelmä. Järjestelmän suunnittelun yksityiskohtaisempia ensisijaisia tavoitteita on huolehtia: [9]

- järjestelmän yhteensopivuudesta ja kommunikaatiosta junaliikenteen ja ohjauskeskuksen välillä. Tämä auttaa varmistamaan liikenteen saumattoman toiminnan. Jotta tähän päästään, on järjestelmään luotava standardin mukaiset kommunikointitavat ja viestimuodot.
- järjestelmän modulaarisuudesta vähemmän kehittyneistä ratkaisuihin. Tällöin voidaan tuottaa helpommin erilaisia ohjausratkaisuja kuhunkin tarpeeseen ja päästään eroon yhden samanlaisen järjestelmän kehittämisestä.
- rajapintojen suunnittelusta eri osien välille. Rautatiejärjestelmässä on usein hyvin paljon osia eri toimittajilta, jolloin on ensiarvoisen tärkeää, että ohjausjärjestelmä pystyy keskustelemaan näiden kaikkien kanssa ilman ongelmia. Tämä tekee kokonaisjärjestelmästä huomattavan paljon kustannustehokkaamman, kun erillisiä signaalinmuuntimia eri komponenttien väliin ei tarvita. [9]

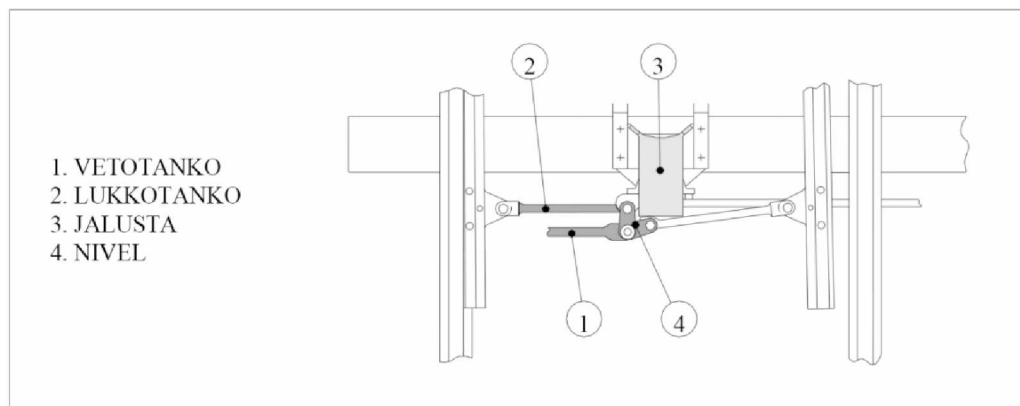
Liikenteenohjaaja pystyy siis asetinlaitteiden avulla asettamaan junat oikeille kulkuteille ja näkee koko ajan missä junat kulkevat. Järjestelmän avulla ei kuitenkaan saada tietoa esimerkiksi junien nopeuksista tietyillä rataosilla. Tätä varten Suomessa on kehitetty junien kulunvalvonta (JKV). Se on rata- ja veturilaitteiden muodostama pistemäinen junien kulunvalvontajärjestelmä, joka otettiin ensi kerran käyttöön Suomessa vuonna 1995. [10] Järjestelmän kautta pystytään välittämään junille tietoja esimerkiksi nopeusrajoituksista ja varmistetuista kulkuteistä. [11] Veturin ohjaamossa on erillinen JKV-laitteisto, joka vastaanottaa tietoja raiteen keskelle asennetuista baliiseista. Ne ovat passiivisia komponentteja, joihin voidaan tuoda tarvittavia tietoja asetinlaitteelta tai opastimilta. Näiden tietojen avulla JKV-laitteisto voi esimerkiksi ilmoittaa junan kuljettajalle mahdollisesta ylinopeudesta. Jos kuljettaja ei reagoi tähän, JKV-laitteisto voi itsenäisesti suorittaa junan jarrutuksen. [12]

2.3.2 Vaihteenlukot

Vaihteen kieliä käännettäessä täytyy ne aina myös lukita jollain tavalla pääteasemiinsa. Tätä tarkoitusta varten on kehitelty erilaisia vaihteenlukkoja, jotka pitävät kielet halutussa asennossa junan kulkiessa vaihteen yli. Lukkojen avulla voidaan ensinnäkin varmistaa, että kiinni oleva kieli on aina mahdollisimman hyvin kiinni tukikiskossa. Tukikiskon ja kielen väliin saa jäädä noin 2-4 mm rako lämpöliikkeen, lumivarojen ja kääntölaitteen ominaisuuksien vuoksi. Toisella puolella lukon täytyy varmistaa, että auki olevan kielen ja tukikiskon väliin jää riittävästi tilaa junan pyörän kululle. Tämän raon täytyy olla koko vaihteen matkalla aina vähintään 65 mm levyinen. Kielien kärjissä rako tulee olla vaihdetyypistä riippuen noin 140 – 170 mm, mutta sen täytyy tämän jälkeen pienentyä kantaan päin mentäessä pienimpään arvoon (65mm). [2]

Pitkissä vaihteissa täytyy käyttää useampia lukkoja, jotta kielien asema on oikea koko vaihteen matkalla. Lyhyissä vaihteissa lukkojen täytyy nykyään sallia myös niin sanottu aukiajo. Aukiajolla tarkoitetaan tilannetta, jossa lähinnä vaihtotyössä tai rata-työssä oleva kalusto tulee vaihteeseen kielien kannan suunnasta ja vaihde on jostain syystä asetettuna väärään asentoon. Tällöin junan pyöristä aiheutuvat voimat pakottavat kielet kääntymään toiseen asentoon. Vaihteenlukkojen täytyy tässä tilanteessa antaa periksi ja sallia kielien kääntyminen, jotta vaihde säilyisi ehjänä. Aukiajovoima täytyy ohjeiden mukaan pysyä 4,5–7 kN tasolla. Aukiajon jälkeen vaihde menee vikatiilaan ja siitä menee tieto ohjauskeskukselle. Jos aukiajo tapahtuu yli 35 km/h nopeudella, täytyy vaihteenkääntölaite aina vaihtaa kokonaisuudessaan ja aukiajettu laite on huollettava vaihdehalleilla. [13]

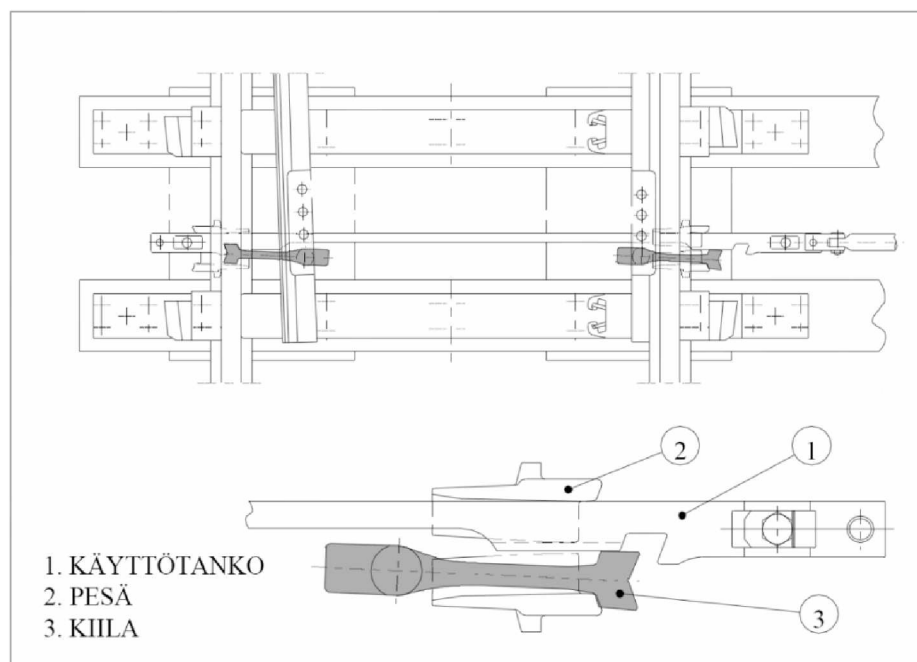
Ensimmäiset Suomessa käytetyt vaihteenlukot olivat viimevuosisadan alussa käyttöön tulleet mekaaniset nivellukot (kuva 15). Sitä ennen kielien välissä oli vain kiinteä tukitanko ja varsinaisia vaihteenlukkoja ei käytetty. [3]



Kuva 15. Vaihteen nivellukko [2].

Nivellukon toiminta perustuu nivelmekanismiin lukitsevaan voimaan. Vaihteen kääntövoiman kohdistuessa vetotankoon se lähtee liikkeelle pakottaen auki olevaan kieleen kiinnitetyn lukkotangon liikkumaan tukikiskoa kohti. Samalla polvinivel muljahdtaa auki ja irrottaa toisen kielen tukikiskosta. Näin kummatkin kielet liikkuvat kohti toista pääteasemaansa, kunnes polvinivel muljahdtaa toisessa päässä lukiten äsken auki olleen kielen tukikiskoa vasten. Aukiajon sattuessa lukitus purkautuu auki olevan kielen vetäessä nivelen auki. [2]

Näiden lukkojen rinnalla käytettiin K43-vaihteissa myös hakalukkoja. Näiden lukkojen käyttö ei kuitenkaan ikinä yleistynyt K43-vaihteiden ulkopuolelle. Tätä vastoin vuoden 1935 jälkeen Suomen radoille alettiin asentaa uuden tyyppisiä vaihteenlukkoja. Uuden tyyppiset lukot olivat niin sanottuja kiilalukkoja (Kuva16), joita käytetään vielä tänäkin päivänä mekaanisena vaihteenlukkona. Nivellukkoja saattaa vielä olla asennettuna vanhoihin vaihteisiin, mutta niitä ei valmisteta enää uusia, jolloin hajoamisen yhteydessä ne on korvattava kiilalukolla. [2]



Kuva 16. Vaihteen kiilalukko ja sen osat [2].

Kiilalukon toiminta perustuu kielten mukana liikkuviin kiilapaloihin, jotka lukittuvat pääteasemissaan vaihteen rungossa sijaitseviin kiilapesiin. Kääntövoima kohdistuu käyttötankoon, joka lähtee liikkumaan, vetäen mukanaan auki olevaa kieltä. Käyttötangon liikkuessa kiinni olevan kielen lukitus purkautuu, kun kiila pääsee kääntymään käyttötangossa olevaan hahloon. Tämän jälkeen kummatkin kielet liikkuvat, kunnes toinen kieli saavuttaa tukikiskon ja kiila kääntyy pois käyttötangon hahlostä ja lukittuu kiilapesään. Aukeava kieli jatkaa vielä liikettensä käyttötangon mukana, kunnes tanko saavuttaa pääteasemansa. Aukiajossa lukko purkautuu auki olevan kielen puolelta. [2] Kiilalukko on hyvin luotettava mekanismi ja se ei menetä tarkkuuttaan, vaikka raiteessa ilmenisi pientä sivusuuntaista siirtymää [3]. Moderneimmat kiilalukot sallivat myös jonkin verran kielen ja tukikiskon välistä pituussuuntaista liikettä. [7]

Nämä edellä esitetyt vaihteenlukot ovat siis mekaanisia lukkoja, joita voidaan käyttää kaikenlaisten vaihteenkääntölaitteiden kanssa. Nykyään eniten käytetyissä sähköohjatuissa vaihteenkääntölaitteissa käytetään kuitenkin kääntölaitteen sisäänrakennettua lukkoa, joka eroaa toiminnaltaan hieman mekaanisista lukoista. Tämän takia mekaanisista lukoista käytetään yleisesti nimitystä ulkoiset lukot. Ulkoisten lukkojen käyttöä koetetaan nykyään välttää, varsinkin vilkkaissa vaihteissa, sillä ulkoinen lukko vaatii enemmän kunnossapitoa kuin sisäänrakennettu lukko. [2] Sisäänrakennetut lukot liittyvät kuitenkin niin vahvasti itse vaihteenkääntölaitteen mekanismiin, että niistä kerrotaan enemmän vaihteenkääntölaitteiden yhteydessä luvussa 2.3.3.

2.3.3 Vaihteenkääntölaitteet

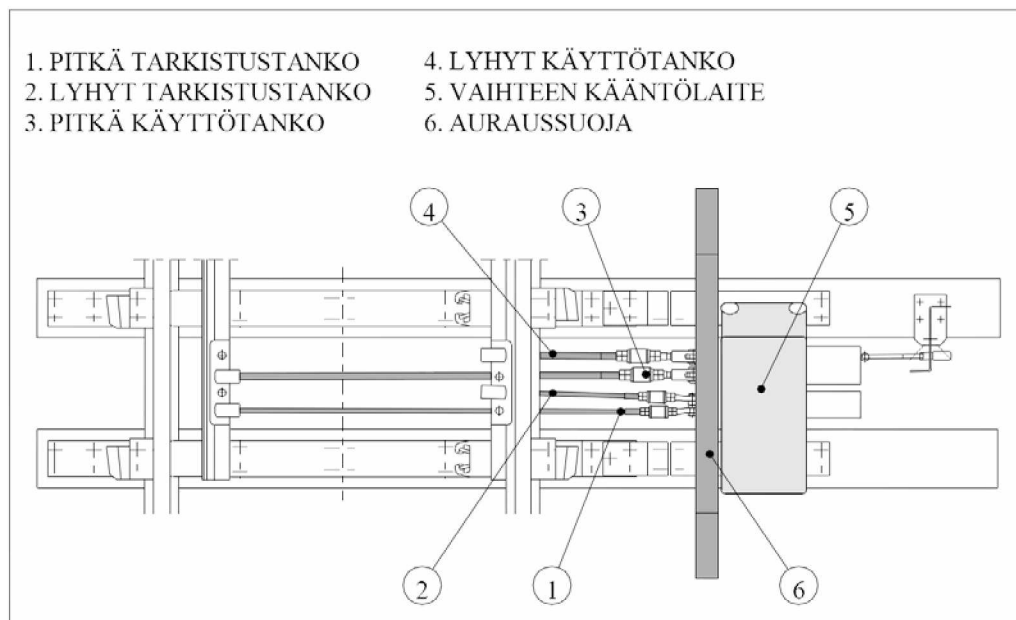
Vaihteenkääntölaitteella tarkoitetaan aina sähkötoimista laitetta. Kuten jo luvun 2.3 alussa todettiin, nykyiset sähkötoimiset vaihteenkääntölaitteet pitävät sisällään monia toimintoja. Ne ovat tänä päivänä integroituja vaihteenkääntöjärjestelmiä, jotka huolehtivat niin vaihteen kielten siirtämisestä, lukitsemisesta ja aseman seurannasta, sekä tietenkin kommunikoinnista asetinlaitteen kanssa.

Ensimmäiset Suomessa vuonna 1926 käyttöön otetut sähkötoimiset vaihteenkääntölaitteet erosivat kuitenkin hieman nykyisistä laitteista. Niissä vaihteenkääntö hoidettiin sähköisesti, mutta niiden rinnalla käytettiin yhä mekaanisia nivellukkoja. Ensimmäiset sisäänrakennetut vaihteenlukot tulivat vaihteisiin kuitenkin melko nopeasti, sillä jo 1930-luvulla oli Suomessa käytössä myös tämän mallin laitteita. [3] Radalla on vieläkin käytössä vaihteenkääntölaitteita, jossa sisäistä lukkoa ei ole, mutta niiden ulkoinen lukko on nykyään korvattu kiilalukolla.

Vaihteenkääntölaitteen toiminta perustuu nykyään asetinlaitteella ohjatun sähkömoottorin toimintaan. Sähkömoottori on hammaspyörävalityksen kautta yhteydessä hammastankoihin, jotka voidaan liittää kieliä liikuttaviin käyttötankoihin.

Tämän lisäksi kääntölaite sisältää aina myös käyttötankojen vierellä kulkevat valvontatangot. Ne ovat toisesta päästään kiinnitettynä kieliin ja toisessa päässä ne ovat kääntölaitteen sisällä yhteydessä valvontakoskettimiin, jotka antavat asettimelle tietoa kielten pääteasemaan menosta. Näin voidaan aina varmistaa, että kielet ovat liikuneet tarpeeksi. [3] Kuvassa 17 on esitettyä sähkökääntölaitteen välitysmekanismin perusrakenne.

Kielien liikkeen jälkeen vaihteenkääntölaitteen sisäisen lukon täytyy varmistaa, että kielet ja tangot eivät pääse liikkumaan. Sisäinen lukon erona mekaanisiin ulkoisiin lukkoihin on se, että se ei varsinaisesti lukitse kieliä kiinni tukikiskoon. Mekaanisissa lukoissa kieli on lukon rungon kautta aina liitoksissa suoraan tukikiskoon, jolloin lukon toimiessa voidaan varmistua kielen olevan kiinni tukikiskossa. Sisäisen lukon toiminta perustuu vastaavasti valvontatankoja ohjaavien hammastankojen lukitukseen. Hammastangon urassa on lukitussegmentti, joka huolehtii tangon pysymisestä paikoillaan. Tässä toimintaperiaatteessa esiintyy kuitenkin tietynlainen heikkous, sillä järjestelmä pystyy lukitsemaan ja valvomaan tankojen asemaa vain suhteessa vaihteenkääntölaitteeseen. Varsinaista kielen ja tukikiskon välistä rakoa ei valvota millään tavalla. Tukikiskot ja vaihteenkääntölaite voivat periaatteessa liikkua suhteessa toisiinsa nähden, jolloin myös kielen asema suhteessa tukikiskoon muuttuu. Tukikiskot on siis syytä kiinnittää todella huolellisesti ja tästä syystä tukikiskojen ulkopuolelle on asennettava nykyään kulmatuet kiristyskiiloineen, jotka tukevat tukikiskoa poikittaissuunnassa ja estävät sen liikkumista. [3] Haittana tästä tukikiskojen tukemisesta on radan pystyjäykkyyden lisääntyminen, joka kasvattaa junan aiheuttamia dynaamisia pystyvoimia radassa. [5]



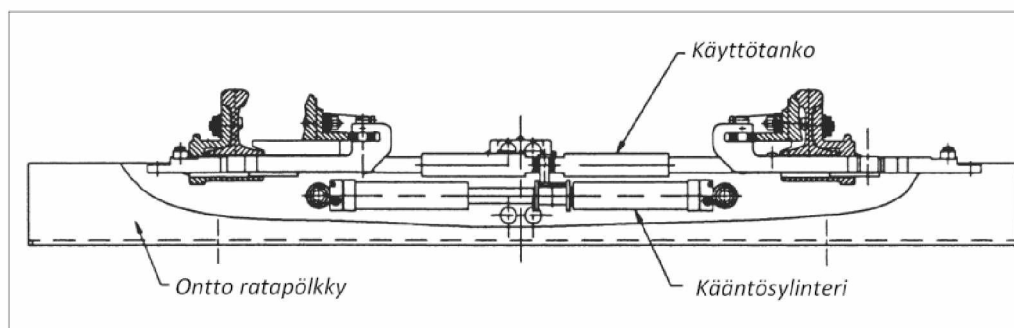
Kuva 17. Sähkötoimisen vaihteenkääntölaitteen välitysmekanismi [2].

Kuten jo aiemminkin on todettu, pitkissä vaihteissa kieliä joudutaan kääntämään useasta pisteestä, jotta kielet saadaan oikeaan asentoon koko kielisovituksen matkalta. Tällöin vaihteen kääntäminen on huomattavasti monimutkaisempaa, sillä kääntämisen tulisi tapahtua käytännössä yhtäaikaaisesti koko kielen matkalla. Näiden yhtä aikaiseen toimintaan ja kontrollointiin on vuosien varrella kehitelty erilaisia ratkaisuja. Yksi näistä ratkaisuita on käyttää vain yhtä vaihteenkääntölaitetta, joka yhdistetään kiinteällä raiteen suuntaisella metallitangolla muihin kääntöpisteisiin. Näin liike saadaan välittymään muihin pisteisiin. Tämä ratkaisu on kuitenkin todella vaikea kunnossapidon kannalta, varsinkin Suomessa, sillä pitkiä mekaanisia välitystankoja on vaikea pitää toimintakuntoisina Suomen talvioloissa. Sitä on kuitenkin käytetty K43-vaihteissa. Alla on kuvassa 18 esitettynä tankovälitys ranskalaisessa pitkässä vaihteessa. [7]



Kuva 18. Tankovälitys pitkän vaihteen kääntöpisteiden välillä [7].

Mekaanisen välityksen sijaan voidaan käyttää myös hydraulikkaa. Vaihteenkääntölaite on tässäkin tapauksessa täysin mekaaninen, mutta käyttötangot on yhdistetty niiden alle asennettuihin hydraulisyntereihin. Käyttötangon liikkuaessa myös hydraulisynteri liikkuu synnyttäen paineen, joka voidaan ohjata letkuilla seuraavaan kääntöpisteeseen. Täällä se muutetaan samanlaisella liitoksella jälleen mekaanisen käyttötangon liikkeeksi. Tällaisen hydraulijärjestelmän avulla voidaan liikuttaa parhaimmillaan jopa neljää kääntöpistettä, jos alkuperäisessä kääntölaitteessa on riittävästi tehoa. Tämä on Voestalpine BWG-yhtiön kehittänyt rakenne nimeltään Hydrolink ja sitä käytetään monessa maassa Keski-Euroopassa. Suomessa hydrauliset ratkaisut eivät ole vielä saaneet jalansijaa. Hydraulisynterin ja käyttötangon välistä rakennetta on havainnollistettu seuraavan sivun kuvassa 19 ja laitteen kokonaisrakennetta kuvassa 20. [14]



Kuva 19. Hydrolinkin rakenne pölkyn sisältä. Lainattu muokattuna lähteestä [14].

Ratkaisu, jota Suomessakin on hyödynnetty, on käyttää erillistä kääntölaitetta jokaisessa kääntöpisteessä. Tällöin asetinlaite ohjaa jokaista kääntölaitetta erikseen, joka tekee ohjauksesta hyvin tarkkaa ja hallittua. Tämän ratkaisun ainoana huonona puoleena voidaan pitää sen korkeaa hintaa. Vaihteenkääntölaite sisänrakennetuilla lu-

koilla ja vaihteenkoskettimilla saattaa maksaa jopa noin 10000–12000 € [5], joten muiden ratkaisujen etsiminen voi monesti olla tarpeen.

Nykyaikaisimpiin ratkaisuihin pitkien vaihteiden ohjauksessa kuuluu tällä hetkellä Voestalpine BWG:n Hydrostar-järjestelmä. Hydrostar perustuu täysin hydrauliseen järjestelmään, jossa vaihdetta ohjataan hydraulisten vaihteenkääntölaitteiden avulla. Tämän ratkaisun hyvinä puolina voidaan pitää toimintavarmuutta, modulaarisuutta, kunnossapidettävyyttä ja pientä melutasoa. Paineen avulla kielitä on myös helppo pitää paikoillaan, jolloin vaihteenlukkoja ei tarvita. Tällaisen systeemin avulla voidaan parhaimmillaan ohjata kielitä jopa 12 eri pisteestä. [15]



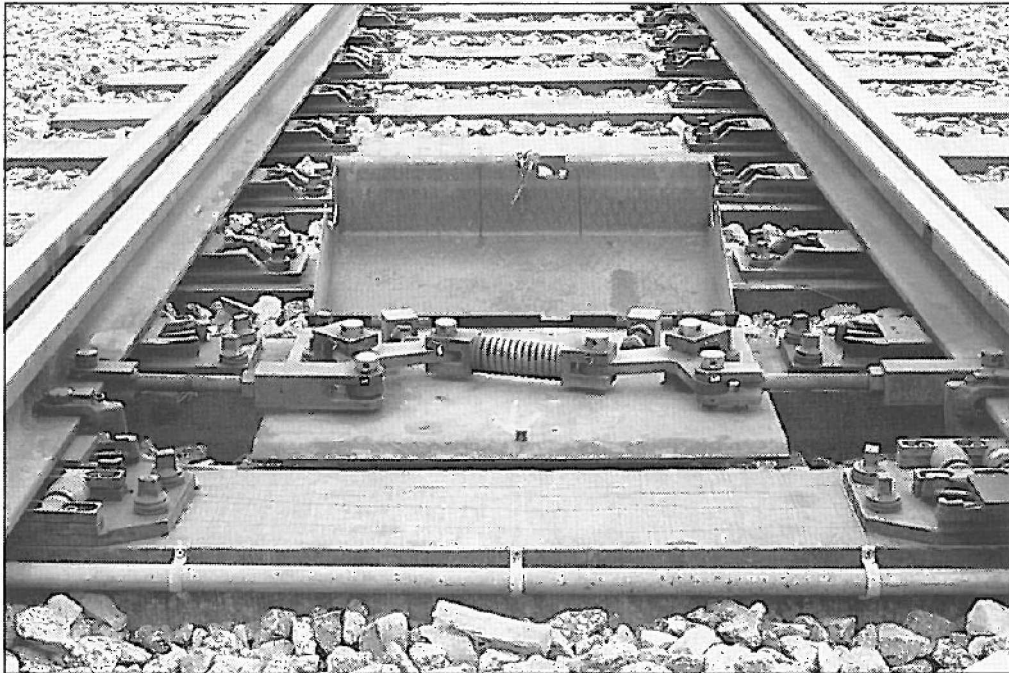
Kuva 20. Hydrolink välitys [7].

2.3.4 Kääntöavustin

Vaihteenkääntölaitteiden ollessa hyvin kalliita, on monessa eri maassa alettu kehittää halvempia ratkaisuja kielen kääntämiseksi kielen kantaosasta. Vaihteenkääntölaitteita käytetään yhä kielisovitusten kärjissä, jotta varmistutaan kielten riittävästä aukeamisesta kärkialueella. Kielen kanta-osan kääntämiseksi on kuitenkin kehitelty erilaisia jousimekanismeilla toimivia kääntöavustimia. Ne ovat täysin mekaanisia laitteita, jotka eivät vaadi ohjausta, eikä niissä ole erillistä voimanlähdettä. [16] Kääntöavustimet ovat siis pelkästään kääntämistä avustavia laitteita, jotka jousivoiman avulla asettavat ja lukitsevat kielet aina päätyasentoihinsa. Kääntölaitteen kääntäessä vaihteen kielitä, aiheuttaa se koko kieleen tietyn vääntömomentin ja se toimii herätevoimana kääntöavustimelle. Herätevoiman ansiosta kääntöavustimen jousimekanismi kääntyy kerralla suoraan toiseen ääriasentoonsa vetäen kielen mukanaan ja lukittuu siihen. Näin voidaan siis välttää huomattavasti kalliimman vaihteenkääntölaitteen käyttö kielen kantaosan siirtämisessä. [5]

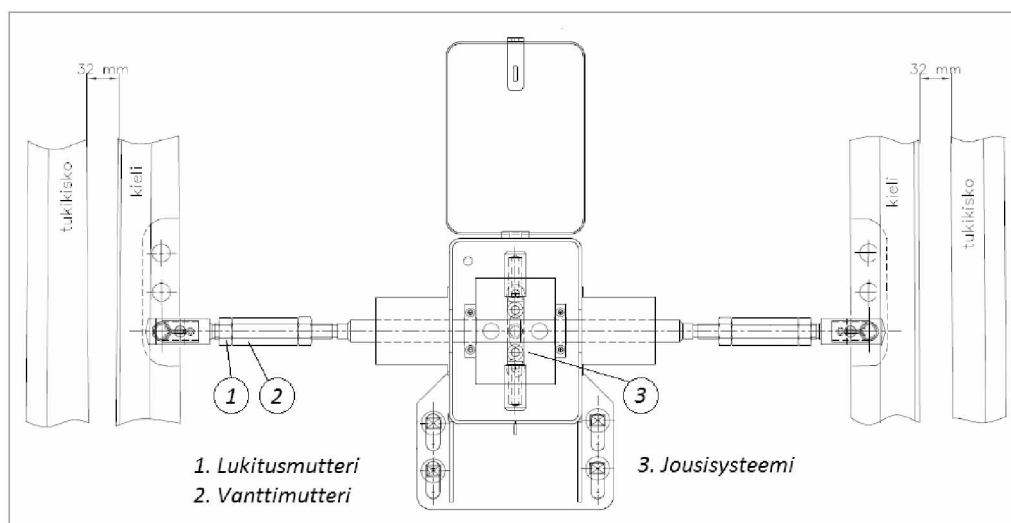
Suomessa käytettiin alkuun itävaltalaisvalmisteista jousivippe -nimistä laitetta, joka jousivoiman avulla pitää aina toisen kielen kiinni tukikiskossa ja vetää toisen kielen riittävän irti tukikiskosta.

Kuva21 esittää jousivipen rakennetta. [3]



Kuva 21. Jousivippe [3].

Tämä rakenne kuitenkin väistyi 1990-luvun puolivälissä suomalaisen Peverk Oy:n kehittämän Railex-kääntöavustimen tultua markkinoille (Kuva22). Railexin toiminta perustuu jousivipestä poiketen vaihteen kielien väliseen yhtenäiseen tankoon, joka on keskeltä kiinnitetty tangon mukana kääntyvään jousimekanismiin. Tangon pituus on säädettävissä siinä olevilla vanttimuttereilla, jonka jälkeen vanttimutterit lukitaan lukitusmutterien avulla. Säättöjen avulla Railex voidaan keskittää tarkasti siten, että se työntää kielii kumpaankin suuntaan samalla voimalla. [1]



Kuva 22. Railex-kääntöavustin. Lainattu muokattuna lähteestä [1].

Railexin toiminta perustuu siihen, että se painaa aina kiinni olevaa kieltä jousivoimansa avulla tukikiskoa kohti. Laite muodostaa itsensä ja kiinni olevan kielen väliin tietyn puristusvoiman. Tämä puristusvoima pyrkii varmistamaan, että kieli ei pääse aukeamaan siihen kohdistuvien junakuormitusten vaikutuksesta. Railexin ja auki olevan kielen välissä on vuorostaan pieni vetokuormitus, joka pitää huolta siitä, että tukikiskon ja kielen välinen rako pysyy Railexin kohdalta riittävän suurena.

Edullisuudesta ja yksinkertaisesta rakenteesta huolimatta on esitetty ajatus, että Railexin rakenne saattaa aiheuttaa myös ongelmia vaihteen toiminnalle. Yhtenäinen tanko käytettävän kielen ja avoimen kielen välissä pystyy välittämään junan yliajon aikana vaihteessa vallitsevaa värähtelyä puolelta toiselle. Tällöin voi olla vaarana, että värähtely vaihteessa lisääntyy ja aiheuttaa ongelmia vaihteenkääntölaitteen toiminnalle. Railexin turvallisen käytön kannalta on siis oleellista tutkia tarkemmin sen värähtelyominaisuuksia. Näin voidaan olla varmoja, ettei sen toiminta ainakaan lisää vaihteen toiminnalle hyvin haitallista poikittaisvärähtelyä.

Koska kääntöavustin on täysin omatoiminen ja toimilaitteeton ratkaisu, ei sen toiminnasta myöskään saada minkäänlaista signaalia liikenteenohjaajille. Tästä syystä kääntöavustimen välittömään läheisyyteen asennetaan yleensä aina erillinen vaihteenkosketin. Se sisältää siis ainoastaan koskettimen tarvitsemat tarkistustangot, jotka viestittävät järjestelmälle kielen oikeasta asennosta kääntöavustimen kohdalla. On hyvä muistaa, että nämä kaksi laitetta eivät siis ole varsinaisesti liitoksissa toisiinsa, vaan kosketinlaite vain valvoo kääntöavustimen toimintaa. [5]

3 Rautatievaihteiden värähtely

Rautateillä liikkuva kalusto aiheuttaa ratarakenteelle aina suuria kuormituksia. Kaluston massat ovat todella isoja ja nykyiset aikataulut pakottavat kaluston vielä liikkumaan raiteilla kohtuullisen nopeasti. Perustapauksessa liikkuvan kaluston pyöräparit aiheuttavat rataa melko säännöllisen iskumaisen kuormituksen, joka aiheuttaa rataa värähtelyä. Optimitilanteessa nämä iskut ovat pieniä ja tasaisia, jolloin värähtely on säännöllistä ja hallittua, mutta radan rakenteellisista eroista ja liikkuvan kaluston monista ominaisuuksista johtuen nämä kuormitukset voivat olla tapauskohtaisesti hyvinkin vaihtelevia, joka saattaa lisätä värähtelyä hyvin nopeasti. Epätasaiset kuormitukset tekevät siten myös värähtelystä epätasaisista ja hallitsematonta.

Tämä epätasainen kuormitus ja siitä johtuva epäsäännöllinen värähtely saattaa aiheuttaa isoja ongelmia niin radan rakenteeseen kuin liikkuvan kaluston pyöräpareillekin. Tämän lisäksi värähtely etenee kiskojen kautta maaperään, aiheuttaen värähtelyä koko rata-alueelle ja myös sen ympäristöön.

3.1 Värähtelyn perusteet

Yleisesti rakenteen liiketilaa, joka toistuu tietyin väliajoin täysin samanlaisena tai edes suurin piirtein samanlaisena, sanotaan värähtelyksi. Rakenne saa normaalisti jostakin herätevoiman, jonka johdosta se muodostaa värähtelevän systeemin. Sen mekaaninen energia koostuu potentiaali- ja liike-energiasta ja niiden suhde muuttuu värähtelyn aikana. Systeemi voidaan jakaa aina tiettyihin elementteihin, joiden avulla värähteleminen on mahdollista. Systeemissä on normaalisti jokin potentiaalienergiaa varastoiva elementti, kuten jousi tai rautatievaihteiden kohdalla kiskomateriaalin ominainen kimmoisuus. Tämän lisäksi systeemissä on liike-energiaa varastoivia elementtejä, kuten rakenteen massat ja hitausmomentit. Pelkästään näiden avulla systeemi voisi värähdellä teoriassa ikuisesti. Käytännössä systeemi kuitenkin sisältää aina myös jonkinlaisia vaimentavia elementtejä, jotka muuttavat systeemin mekaanista energiaa johonkin toiseen muotoon. Näitä osia voi olla esimerkiksi systeemissä olevat vaimentimet tai rakenteen kitkaominaisuudet. Jos systeemiin ei tuoda riittävästi ulkopuolista voimaa, vaimennuksen avulla mekaaninen energia rakenteessa vähenee ajan suhteen ja värähtely lakkaa. [17]

Mekaaninen värähtely voidaan jakaa kahteen ryhmään. Värähtely voi olla joko ominaisvärähtelyä tai pakkovärähtelyä. Jokaisella kappaleella on järjestelmässä aina tietty tasapainotila, jossa kappaleeseen ei vaikuta ulkoisia voimia ja sen on täysin paikoillaan. Jos kappaletta poikkeutetaan hetkellisesti tasapainoasemastaan tietyllä voimalla, se lähtee värähtelemään voiman suunnassa. Se pyrkii siis palautumaan takaisin tasapainotilaansa kohti. Jos kappaleeseen ei kuitenkaan vaikuta perustilanteessa mitään muita voimia herätevoiman jälkeen, se jää värähtelemään tasapainoasemansa ympärille pysähtymättä. Tätä pelkästään systeemin omista ominaisuuksista johtuvaa värähtelyä sanotaan kunkin systeemin ominaisvärähtelyksi. [17]

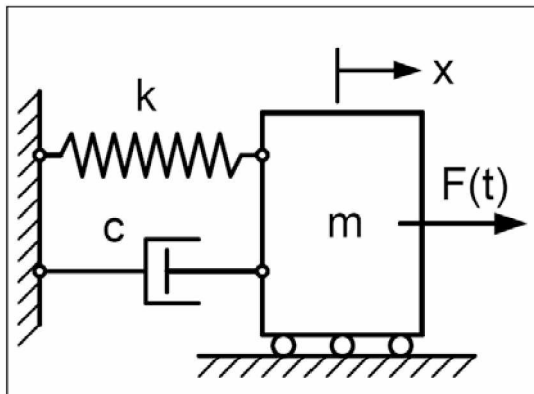
Jos tätä systeemille ominaista tilaa häiritään jollakin ulkoisella voimalla värähtelyn aikana, aiheuttaa se muutoksen liikkeeseen. Jos tämä ulkoinen kuormitus on jollakin tavalla jaksollista, myös kappaleeseen syntyy jaksollista, ominaisvärähtelystä poik-

keavaa, liikettä. Tätä jaksollista liikettä sanotaan pakkovärähtelyksi, koska voima pakottaa kappaleen liikkumaan omassa tahdissaan. [17]

Nämä kummatkin edellä esitetyistä värähtelyistä voivat olla vaimennettua tai vaimentamatonta. Vaimennuskin on toisaalta pakottava voima, joka pyrkii saamaan systeemille ominaisen värähtelyn lakkaamaan. Sen erona ulkoiseen pakottavaan kuormitukseen on kuitenkin se, että vaimennus on kunkin järjestelmän komponentin ominaisuus ja se on aina liikettä vastustava voima. [17]

Värähtelevä kappale on osa normaalisti dynaamista systeemiä, johon vaikuttavat kuormitukset ja niistä aiheutuvat liikkeet ovat ajasta riippuvia. Todellinen rakenne sisältää käytännössä aina suuren määrän ajasta riippuvia muuttujia, jolloin rakenteen todellisen värähtelyn määrittäminen on yleensä hyvin vaikeaa. Tästä syystä värähtelyn analysointi suoritetaan normaalisti todellista systeemiä kuvaavan yksinkertaistetun matemaattisen mallin avulla. Yksinkertaistetun mallin luomisen ideana on esittää vain ne mallinnetun systeemin ominaisuudet, jotka vaikuttavat oleellisesti sen käyttäytymiseen. Tällaisen yksinkertaistetun, mutta silti tarpeeksi tarkan, mallin luominen on hyvin vaikeaa ja vaatii normaalisti hyvin paljon tietämystä tutkittavasta systeemistä. [17]

Yksinkertaisimmat matemaattiset mallit ovat diskreettejä malleja. Diskreetti malli koostuu pistemäisistä massoista ja hitausmomenteista sekä näitä yhdistävistä massattomista jousista ja vaimentimista. Tällaista diskreettiä mallia kutsutaan jousi-massa-vaimennin malliksi (kuva 23). Se on yhden vapausasteen malli ja sisältää kaikki värähtelevän systeemin peruselementit.



Kuva 23. Jousi-massa-vaimennin malli. m on massa, k on jousi ja c on vaimennin [17].

Vapausasteilla tarkoitetaan toisistaan riippumattomien koordinaattien lukumäärää, joita tarvitaan värähtelevän kappaleen aseman määrittämiseksi. Tällaisen mallin avulla saadaan kuitenkin harvoin analysoitua todellisen kappaleen liikettä riittävän tarkasti. Sen käyttäminen ja ymmärtäminen on silti perusteltua, koska monimutkaisemmat mallit yleensä perustuvat sen pohjalle. Diskreetin mallin yksinkertaisen rakenteen avulla on helpompi päästä käsiksi värähtelyä kuvaaviin yleisiin yhtälöihin. Nämä yhtälöt koostuvat erillisistä jousen, vaimentimen ja ulkoisen voiman aiheuttamista termeistä, jotka on helpoin käydä läpi yksitellen. [17]

3.1.1 Jousi

Värähtelyä kuvaavissa yhtälöissä olevat jousitermit tarkoittavat rakenteen kahden pisteen välisiä jousto-ominaisuuksia. Käytännössä jouset erotellaan kuormittavan käyttötarkoituksensa mukaan veto-, puristus-, leikkaus, taivutus- ja vääntöjousiin. Näille kaikille pätee täysin sama ideologia, jossa joustoja kuvataan kappaleen tarkastelupisteen siirtymänä lepotilasta. Jousi on lepotilassa, kun siihen ei vaikuta ulkoisia voimia. Jos ajatellaan ensin yhtä normaalia veto- tai puristusjousta, jonka siirtymää lepotilasta merkitään kirjaimella x , voidaan ulkoisen voiman ja siirtymän suhdetta kuvata matemaattisella yhteydellä. Siirtymää kuvaava funktio on riippuvainen jousen materiaalista ja geometriasta. Jos puristusjousi toimii lineaarisesti, voidaan puristusvoiman F ja jousen siirtymän x välille kirjoittaa jousivakion k avulla lineaarinen yhteys kaavalla 3. [17]

$$F = kx \quad (3)$$

Kaavan 3 lineaarista kerrointa k kutsutaan jousen jousivakioksi. [18] Jousivakio käytännössä kertoo, kuinka suuri voima jouseen täytyy kohdistaa, jotta se puristuu tietyn matkan. Jokaiselle kappaleelle voidaan sen ominaisuuksien perusteella määrittää jousivakio. Tavanomaiset rakenneosat, kuten veto- ja puristussauvat, palkit tai vääntösauvat voidaan ajatella jousiksi määrittämällä niiden voiman ja siirtymän välinen yhteys. Normaalin veto- tai puristussauvan jousivakio voidaan määrittää sen ominaisuuksien perusteella yhtälöllä

$$k = \frac{EA}{L_k}, \text{ jossa} \quad (4)$$

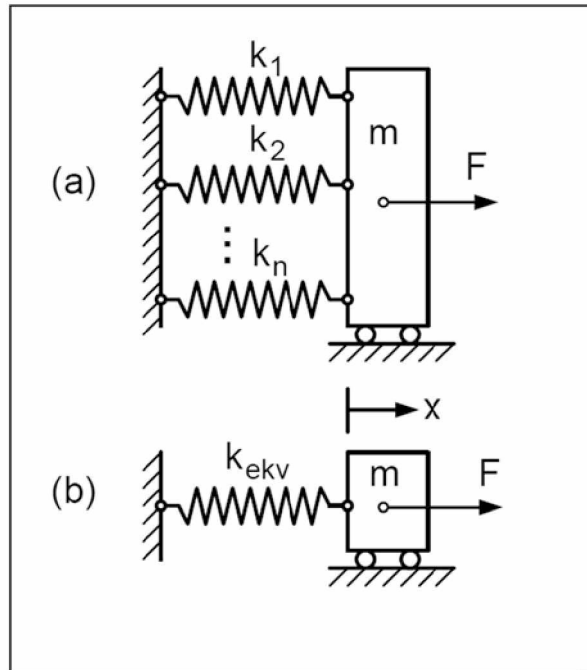
k on materiaalin jousivakio,
 E on materiaalin kimmomoduuli,
 A on kappaleen poikkileikkauksen pinta-ala ja
 L_k on kappaleen pituus.

Samalla periaatteella voidaan muodostaa myös esimerkiksi vääntösauvan jousivakio korvaamalla kimmomoduuli E kappaleen liukumoduulilla G ja pinta-ala A vastaavasti kappaleen vääntöneliömomentilla I_v . [17]

Yleensä värähtelevä systeemi koostuu kuitenkin monesta eri osasta, jolloin myös niiden keskinäisten jousto-ominaisuuksien tarkastelu on oleellista. Näillä systeemin osilla voi olla täysin eri materiaaliominaisuudet, jolloin systeemiin muodostuu monta eri jousivakiota. Laskennan kannalta tämä on hankalaa, joten ne on korvattava yhdellä toiminnan kannalta samanarvoisella jousella ja määrittää tämän jousivakio. Tätä samanarvoista jousta kutsutaan systeemin ekvivalentiksi jouseksi. [17]

Systeemin rakenteesta riippuen erilaiset jousto-ominaisuudet vaikuttavat joko rinnakkain toisiinsa nähden tai sarjassa. Tämä täytyy ottaa huomioon ekvivalentin jousen jousivakion arvon määrittämisessä. Jos systeemin joustoja kuvaavat jouset voidaan ajatella olevan kuvan 24 a osoittamalla tavalla rinnakkain, on jousien venymän määrä x sama kaikissa jousissa ja ne voidaan korvata yhdellä ekvivalentilla jousella (kuva 24 b). [18] Tällöin ekvivalentin jousen jousivakio k_{ekv} voidaan määrittää yhtälöllä

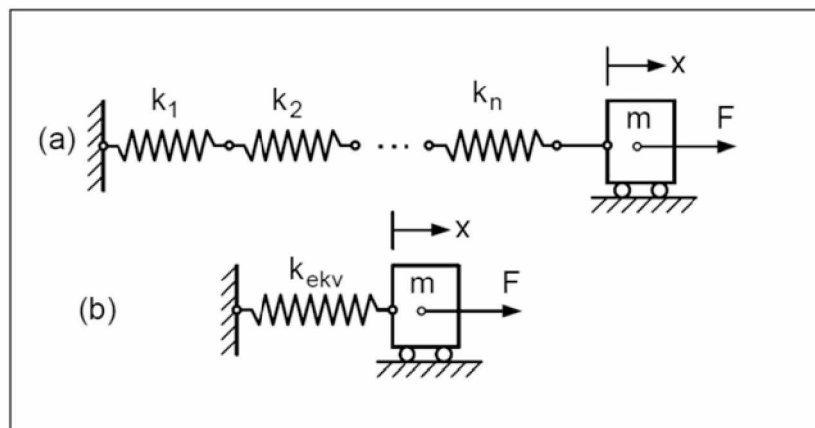
$$k_{ekv} = \sum_{i=1}^n k_i \quad (5)$$



Kuva 24. Rinnankytketty jousirakenne ja vastaava ekvivalentti jousi [17].

Jos systeemi rakentuu monesta peräkkäin olevasta osiosta, täytyy jousien ajatella olevan sarjaankytkettyjä (kuva 25 a). Tällöin jousien venymän määrä x ei ole sama kaikissa jousissa. Lopullinen siirtymä on näiden kaikkien jousien yhteenlaskettu venymä. Tästä saadaan lopulta ekvivalentille jousivakiolle k_{ekv} (kuva 25 b) sarjaankytketyssä tilanteessa yhteys

$$k_{ekv} = \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} \right)^{-1} \quad (6)$$



Kuva 25. Sarjaankytketty rakenne ja vastaava ekvivalentti jousi [17].

Todellinen systeemi koostuu tietenkin usein niin sarjaan- kun rinnankytketyistä joustista. Edellä esitetyillä kaavoilla (5 ja 6) ne kuitenkin saadaan aina yhdisteltyä yhdeksi ekvivalentiksi jouseksi, jolloin voidaan tutkia koko rakenteen joustoa kokonaisuutena. [18]

3.1.2 Kappaleen inertia

Kappaleen inertia eli hitaus, vaikuttaa suuresti sen värähtelyyn. Inertiaominaisuudet ovat todellisuudessa jakautuneena jatkuvasti koko kappaleen alueelle. Diskreetissä mallissa inertia voidaan kuitenkin kuvata riittävällä tarkkuudella yksinkertaistettuna pistemäisiksi massoiksi ja hitausmomenteiksi. Tällöin on usein kyse yksittäisen pisteen translaatiosta tai jäykän kappaleen rotaatiosta jonkun tunnetun jäykan akselin ympäri. [17]

Jos kappale on rotaatioliikkeessä ja liikutaan yhdessä tasossa, kappaleen hitausmomentin minkä tahansa akselin suhteen voi laskea määrittämällä ensin kappaleen hitausmomentin kappaleen massakeskipisteen kautta kulkevan tason normaalin suhteen. Säännöllisten geometrinen kappaleiden hitausmomentit massakeskipisteen suhteen saadaan taulukoista. Tämän jälkeen voidaan käyttää Steinerin sääntöä

$$I_O = I_G + mr_O^2, \text{ jossa} \quad (7)$$

I_O on hitausmomentti halutun akselin ympäri,

I_G on hitausmomentti massakeskipisteen suhteen,

m on kappaleen massa ja

r_O on pisteen tasonsuuntainen etäisyys massakeskipisteestä.

Steinerin säännön avulla momenttiakseli voidaan siis siirtää massakeskipisteestä käytännössä mihin tahansa pisteeseen tason suunnassa. [17]

3.1.3 Vaimennin

Kuten jo aiemmin todettiin, on systeemissä käytännössä aina joitakin voimaa ja liikettä vaimentavia tekijöitä. Jos systeemiin ei ole kiinnitettyä erillistä vaimenninta, vaikuttaa siihen kuitenkin käytännössä aina jonkinlainen kitkavoima, joka siis vapaan värähtelyn tapauksessa tietyn ajan kuluessa lopettaa värähtelyn. [17]

Vaimennuksessa on siis kyse liike-energian muuttamisesta toiseen muotoon. Liike-energia voi muuttua vaimennuksen myötä lämmöksi tai se voi kulua esimerkiksi äänen muodostumiseen. Vaimennuksen analyyttinen tarkastelu ei ole tästä syystä aivan yksinkertaista. Vaimennuksen ymmärtämiseksi on kehitelty monia eri malleja, kuten viskoosi vaimennus, kitkavaimennus, hystereesivaimennus ja rakenteellinen vaimennus. Ongelma muodostuu siitä, että lopullinen systeemin vaimennus voi koostua näiden kaikkien yhteisvaikutuksesta, jolloin lopullisen mallin tulkinta voi olla hyvinkin hankalaa. [17]

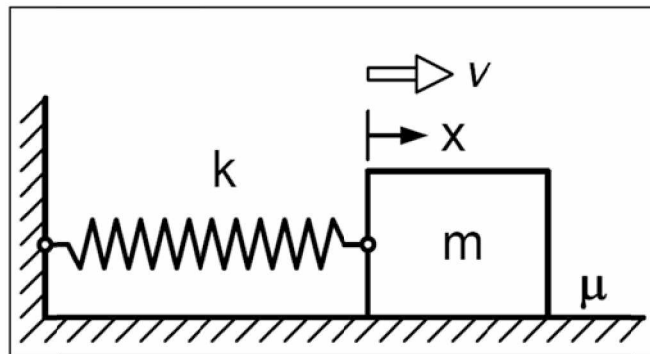
Usein vaimennusta yritetään mallintaa viskoosia vaimennusta eli niin sanottua neste-vaimennusta käyttäen. Systeemillä voidaan ajatella olevan nestevaimennus, jos jokin systeemin osa on kosketuksissa nesteen kanssa. Tätä ilmiötä voidaan kuvata yksinkertaisella lineaarisella mallilla, jossa vastustava kitkavoima F_c on suoraan verrannollinen kappaleen nopeuteen v yhtälön (8) mukaisesti.

$$F_c = cv = c\dot{x} \quad , \text{ jossa} \quad (8)$$

F_c on nestevaimennuksen kitkavoima,
 c on nesteen vaimennusvakio ja
 $v = \dot{x}$, on kappaleen nopeus.

Systeemeissä, joissa vaimennuksen tyypistä ja suuruudesta ei tiedetä tarkasti, voidaan käyttää ekvivalenttia viskoosia vaimenninta, jolloin malliin lisätään sopivalla vaimennuskertoimella varustettu lineaarinen vaimenninelementti. Jos vaimennuskäyttäytymistä halutaan tutkia tarkemmin, tämän mallin käyttö ei kuitenkaan ole mahdollista. Tällöin joudutaan turvautumaan esimerkiksi kitkavaimennusmalleihin, jotka eivät ole lineaarisia. [17]

Systeemiin muodostuu kitkavaimennusta, jos kappale on kosketuksissa kitkallisen pinnan kanssa kuvan 26 tavalla. Kitkavaimennus eroaa viskoosista vaimennuksesta siten, että se ei ole liikkeelle lähdön jälkeen millään tavalla riippuvainen kappaleen siirtymästä tai nopeudesta. Kitkavaimennus määräytyy kappaleen ja liikepinnan välisen normaalivoiman, eli käytännössä kappaleen massan mukaisesti. Kitkavaimennus on siis epälineaarista, koska kitkavoiman suunta riippuu kappaleen liikesuunnasta ollen aina liikettä vastustava yhtälön (9) tapaan.



Kuva 26. Kitkavaimennus [17].

$$F_\mu = -\mu mg \frac{v}{|v|} \quad , \text{ jossa} \quad (9)$$

F_μ on kitkavaimennuksen kitkavoima,
 μ on pinnan kitkakerroin,
 m on kappaleen massa ja
 v on kappaleen nopeus.

Kitkavoiman suunnan kääntyminen nopeuden mukaan vaikeuttaa vaimennuksen analysoimista, sillä ratkaisu on laskettava erikseen jokaisen puolen värähtelyjakson välein. Tämä on käsin hyvin työlästä ja johtaa yksinkertaisissakin tapauksissa nopeasti tietokonelaskennan käyttämiseen. [17]

3.2 Yhden vapausasteen värähtely

Kuten aiemminkin työssä todettiin, värähtely on mekaanisen systeemin liikettä, jossa se liikkuu joko kuormitettuna tai vapaasti ilman ulkoisia voimia. Jos systeemiin vaikuttaa ulkoisia voimia, sanotaan sitä pakkovärähtelyksi. Tässä kappaleessa keskitytään ensin ominaisvärähtelyn yleisiin liikeyhtälöihin, jonka jälkeen yleistetään kaavat myös pakkovärähtelyn tilanteeseen.

Jotta ominaisvärähtelyä voisi syntyä, täytyy systeemin alkutilassaan olla poikkeutettuna staattisesta tasapainoasemastaan, jolloin siihen on varastoituneena potentiaalienergiaa tai liike-energiaa. Kun kappale päästetään irti poikkeutetusta lähtötilastaan, ominaisvärähtely itse asiassa perustuu potentiaalienergian muuttumiseen liikeenergiaksi ja takaisin potentiaalienergiaksi värähtelyjakson eri vaiheissa. [17]

Koska ominaisvärähtely on aina jaksollista liikettä, on hyvin tärkeää tietää värähtelyn taajuus, eli kuinka monta jaksollista liikettä systeemi tekee tietyssä aikayksikössä. Tähän päästään käsiksi systeemin liikeyhtälön avulla, jossa pyritään ottamaan huomioon kaikki systeemiin vaikuttavat osatekijät, eli systeemin massa, jousto-ominaisuudet ja vaimennus. [17]

Yhden vapausasteen systeemin liikeyhtälö koostuu siis kaikkien siihen vaikuttavien voimien summasta. Edellä esitettyjen kaavojen perusteella siitä muodostuu toisen kertaluvun normaali differentiaaliyhtälö, jossa ajasta riippuvana muuttujana pidetään liikettä kuvaavaa koordinaattia, joka on siis kappaleen translaatio- tai rotaatiosiiirtymää. Jos vaimennusta mallinnetaan viskoosia vaimennusta käyttäen ja systeemi käytetty muutenkin lineaarisesti, muodostuu ominaisvärähtelyn liikeyhtälöksi

$$m_{ekv}\ddot{x} + c_{ekv}\dot{x} + k_{ekv}x = 0, \text{ jossa} \quad (10)$$

m_{ekv} on systeemin ekvivalentti massa,

\ddot{x} on kappaleen kiihtyvyys,

c_{ekv} on systeemin ekvivalentti vaimennusvakio,

\dot{x} on kappaleen nopeus ja

k_{ekv} on systeemin ekvivalentti jousivakio.

Kaavassa (10) on selkeästi nähtävillä systeemin jokaisen eri osa-alueen vaikutus. Summalausekkeen ensimmäinen termi ottaa huomioon koko systeemin inertian vaikutuksen liikkeeseen ja toinen termi kuvaa kaavan (8) mukaisesti vaimennuksen yhteisvaikutusta. Viimeinen termi kuvaa systeemin jousto-ominaisuuksia kaavan (3) mukaisesti. Paikan koordinaatti x , eli kappaleen siirtymä, mitataan normaalisti systeemin staattisesta tasapainoasemasta, jonka kummankin puolin systeemi normaalisti liikkuu ominaisvärähtelyn aikana. [17]

Liikeyhtälön yleinen ratkaisu saadaan ratkaistua, jos tunnetaan riittävästi alkuehtoja. Alkuehdot ovat systeemin tunnettuja lähtötilanteen määrittäviä asemia ja sen aikaderivaattojen (nopeus ja kiihtyvyys) arvoja. Normaalisti alkuarvoina tunnetaan systeemin asema ja nopeus alkuhetkellä, joka riittää yleisen liikeyhtälön ratkaisemiseksi.

3.2.1 Vaimenematon ominaisvärähtely

Yleisen liikeyhtälön syvällisemmän ymmärtämisen kannalta on selkeintä tutkia ensin tilannetta, jossa ei oteta huomioon vaimennuksen vaikutusta systeemissä. Tällöin voidaan puhua vaimenemattomasta ominaisvärähtelystä, jonka liikeyhtälö yksinkertaistuu kaavan (11) muotoon. [19]

$$m_{ekv}\ddot{x} + k_{ekv}x = 0 \quad (11)$$

Tässä yhtälössä sekä ekvivalentti massa että ekvivalentti jousivakio ovat tunnettuja lähtösuureita, jolloin värähtelyn liikettä kuvaava termi x voidaan esittää ajan suhteen kaavan (12) mukaisesti.

$$x(t) = C \sin(\omega t + \psi), \text{ jossa} \quad (12)$$

C on värähtelyn amplitudi,

ω on värähtelyn ominaiskulmataajuus ($\sqrt{k/m}$) ja

ψ on värähtelyn vaihekulma

Tämän kaavan avulla harmonisen ominaisvärähtelyn yleistä käyttäytymistä voidaan tulkita. Kaavasta (12) nähdään selkeästi, että harmoninen ominaisvärähtelyliike noudattaa aina tietyn sinikäyrän rataa. Kaavassa oleva sinin kerroin C kuvaa suoraan ominaisvärähtelyn amplitudia, eli sen suurinta poikkeamaa värähtelyn lähtötilasta. Kerrointa ψ kutsutaan värähtelyn vaihekulmaksi. Kaavojen (13) avulla voidaan määrittää myös ominaisvärähdysaika τ , eli aikajakso, jonka kuluttua liike toistuu samanlaisena. Ominaisvärähdysajan perusteella voidaan määrittää myös värähtelyn ominaistaajuus f , joka on sen käänteisarvo. [17] Sinin jakson ollessa 2π , voidaan kirjoittaa seuraavasti

$$\omega\tau = 2\pi \quad \rightarrow \quad \tau = \frac{2\pi}{\omega} \quad f = \frac{1}{\tau} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (13)$$

Näiden edellä johdettujen kaavojen avulla voidaan nyt todeta, että ominaisvärähtelyn liikkeen määrittävät termit τ , ω ja f riippuvat vain värähtelevän kappaleen massasta ja systeemin jousivakion arvosta. Ominaisvärähtely riippuu siis täysin systeemin sisäisistä ominaisuuksista. [20]

Kaava (11) kuvaa normaalissa translaatioliikkeessä olevaa systeemiä, mutta se on käytettävissä myös muissa yhden vapausasteen värähtelyongelmissa. Jos systeemin ominaisvärähtely on esimerkiksi rotaatioliikettä, saadaan jousivakio taivutus- tai vääntöjousen arvona ja massana toimii kaavasta (7) saatava kappaleen hitausmomentti. [17]

3.2.2 Vaimennettu ominaisvärähtely

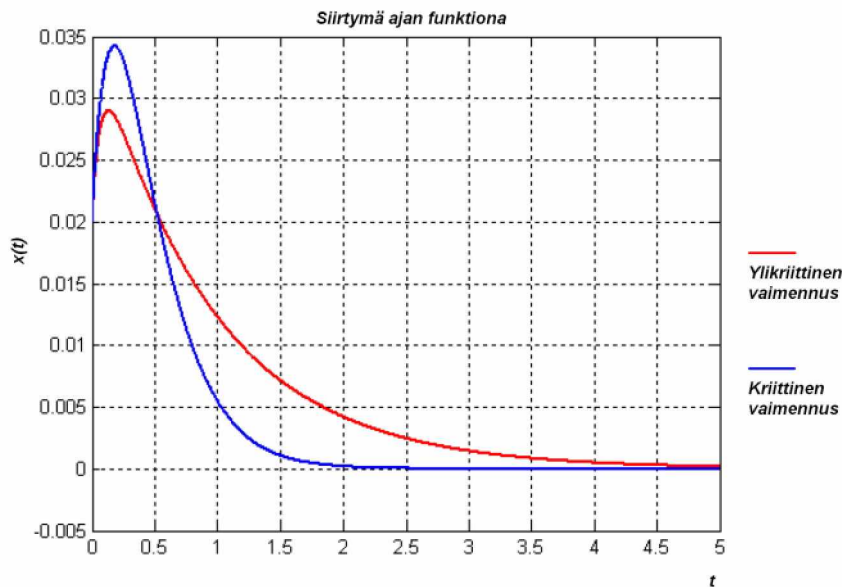
Kun ominaisvärähtelyyn otetaan mukaan vaimennustekijä, vaikeutuu yleisen ratkaisun löytäminen ja ratkaiseminen huomattavasti. Jos systeemissä ajatellaan olevan viskoosi vaimennus, niin liikeyhtälö muodostuu täysin kaavan (11) mukaiseksi. Tällöin kappaleen värähtelykäyttäytymistä voidaan yksinkertaisimmillaan analysoida kahden eri termin välisen suhteen avulla. Ensimmäinen näistä termeistä on jo edellä esitetty värähtelyn ominaiskulmataajuus ω , eli niin sanottu joustotermi. Se kuvaa siis systeemin jousivakion k ja massan m välistä suhdetta. Toinen termi, eli vaimennustermi,

jota voidaan merkitä esimerkiksi kirjaimella γ , kuvaa värähtelevän systeemin vaimennusvakion c ja massan m välistä suhdetta. Alla on kaavassa (14) esitetty vaimennustermin γ määritelmä. [17]

$$\gamma = c/2m \quad (14)$$

Nämä kaksi termiä riippuvat siis täysin systeemin sisäisistä ominaisuuksista. Värähtelevän kappaleen liikettä kuvaaja liikeyhtälö voi saada kolmen eri tyyppin ratkaisuja riippuen siitä, mikä on edellä mainittujen termien ω ja γ neliöiden välinen suhde.

Ensimmäinen näistä kolmesta tapauksesta toteutuu, kun termi γ^2 on suurempi kuin ω^2 . Vaimennustermi on tällöin isompi kuin joustotermi, jolloin voidaan puhua ylikriittisestä vaimennuksesta. Vaimennus on silloin niin voimakasta, että värähtelyä ei edes esiinny, vaan kappale palaa tasapainotilaansa ilman edestakaista värähtelyä. Jos systeemin sisäiset ominaisuudet ovat rakentuneet vuorostaan siten, että termi γ^2 saa täysin saman arvon kuin ω^2 , voidaan puhua kriittisestä vaimennuksesta. Tämä tulkin- ta tarkoittaa käytännössä sitä, että vaimennus ja jousto ovat yhtä suuria. Tällöin ei myöskään synny varsinaista värähtelyä, vaan kappale palautuu suoraan tasapainotilaansa. Se palautuu sinne kuitenkin huomattavasti nopeammin kuin ylikriittisessä tapauksessa, koska vaimennus on pienempää. Eron ylikriittisen ja kriittisen vaimennuksen vaikutuksesta voi nähdä kuvassa 27, jossa on havainnollistettu saman massan ja jouston omaavan systeemin liikettä eri vaimennuksen arvoilla. [17]

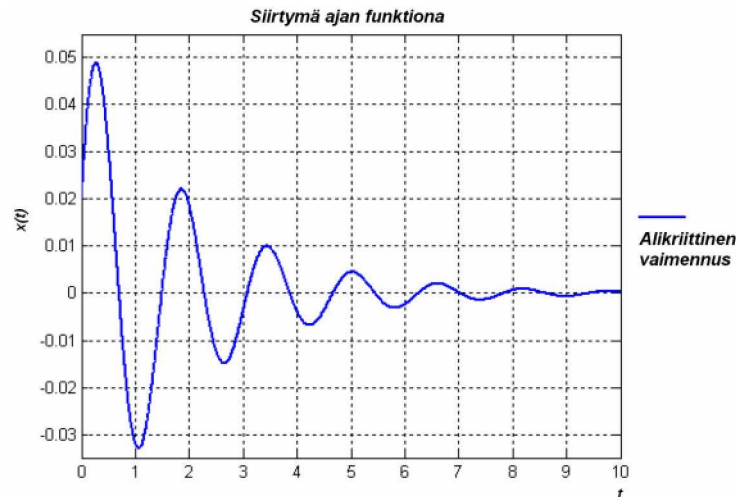


Kuva 27. Ylikriittisen ja kriittisen vaimennuksen ero [17].

Kriittisen vaimennuksen tapauksessa voidaan myös määrittää niin sanottu kriittinen vaimennusvakio c_k , eli vaimennuksen arvo, jolla vaimennus ja jousto ovat samansuuruisia. Kriittinen vaimennusvakio voidaan määrittää termien yhtä suuruuden pohjalta, jolloin se saa arvon

$$c_k = 2m\gamma = 2m\omega = 2\sqrt{km} \quad (15)$$

Vaimennus voi olla tietenkin myös alikriittistä, jolloin systeemin sisäiset ominaisuudet ovat rakentuneet siten, että vaimennusta kuvaava termi γ^2 on pienempi kuin joustotermi ω^2 . Alikriittisen vaimennuksen tapauksessa kappale pääsee siis värähtelemään, koska vaimennus on joustoa pienempää. Värähtelyn vaimenemista tietyillä systeemin ominaisuuksilla on havainnollistettu kuvassa 28. [17]



Kuva 28. Alikriittinen vaimennus [17].

Kuten kuva 28 osoittaa, harmoninen värähtely kuitenkin vaimenee ja lähestyy asympotoottisesti nollaa, kun aika kasvaa. Jos tällainen vaimennettu systeemi haluttaisiin värähtelevän jatkuvasti, täytyisi siihen tuoda systeemin ulkopuolelta jaksollista voimaa, joka kompensoi vaimennuksen vaikutusta.

3.2.3 Pakkovärähtely

Jos mekaaniseen systeemiin tuodaan ulkopuolista voimaa, kutsutaan siitä seuraavaa värähtelyliikettä pakkovärähtelyksi. Ulkoinen voima tuottaa systeemiin oman herätteen ja sen perusteella syntyy systeemin vaste, joka on siis kappaleen liikettä voiman suhteen. Ulkoinen voima voi olla hyvin erityyppistä tilanteesta riippuen ja tästä syystä myös pakkovärähtely voi olla monen tyyppistä. Täysin luonnollisessa pakkovärähtelyssä herätevoima on yleensä satunnaista, jolloin voidaan puhua satunnaisvärähtelystä, eli stokastisesta värähtelystä. Jos herätevoima muodostaa jonkinlaisen funktion ajan suhteen, voidaan puhua deterministisestä herätevoimasta. Se voi olla joko jaksotonta tai jaksollista. Pakkovärähtelyn analysoinnin kannalta olennainen jaksollinen herätevoima on harmoninen heräte, joka on normaalisti sini- tai kosini-muotoista herätevoiman vaihtelua. [17]

Ulkoisen voiman vaikutusta värähtelevään systeemiin on helpoin käsitellä lähtemällä liikkeelle vaimentamattomasta systeemistä. Kuten on jo monesti aiemminkin todettu, ei tällaisia vaimentamattomia systeemejä ole käytännössä olemassa, mutta sen avulla päästään helpommin kiinni pakkovärähtelyn peruskäyttäytymiseen, jonka pohjalta on helpompi ymmärtää hieman monimutkaisempaa vaimenevaa pakkovärähtelyä.

Pakkovärähtelyn liikeyhtälö ei lopulta eroa suuresti ominaisvärähtelyn liikeyhtälöstä (11). Ominaisvärähtelyn tapauksessa systeemi on täysin tasapainossa ja siihen vaikuttavat vain sisäiset ominaisuudet. Pakkovärähtelyn tapauksessa systeemi ei ole tasapainossa, jolloin yhtälöön täytyy lisätä nollan tilalle ulkoinen voima. Jos voiman ajatellaan vaihtuvan sinimuotoisesti, voidaan liikeyhtälö kirjoittaa muotoon

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \sin \Omega t, \text{ jossa} \quad (16)$$

F_0 on voiman amplitudi ja
 Ω on voiman kulmataajuus.

Koska vaimenemattoman pakkovärähtelyn liikeyhtälö on hyvin samantapainen ominaisvärähtelyn liikeyhtälön kanssa, myös sen ratkaisu noudattaa samantapaista kaavaa. Pakkovärähtelyn liikeyhtälön ratkaisu muodostuu alla olevan kaavan (17) mukaisesti.

$$x(t) = C \sin(\omega t + \psi) + \frac{F_0/m}{\omega^2 - \Omega^2} \sin \Omega t \quad (\omega \neq \Omega) \quad (17)$$

Kuten voidaan nähdä, tämä ratkaisu ei ole voimassa tilanteessa, jossa herätevoiman kulmataajuus on yhtä suuri systeemin ominaiskulmataajuuden kanssa. [17] Tällaisessa tilanteessa yksityisratkaisuksi saadaan

$$x(t) = C \sin(\omega t + \psi) + \frac{F_0 \omega}{2k} t \sin \omega t \quad (\omega = \Omega) \quad (18)$$

Liikeyhtälön ratkaisusta (17 ja 18) voidaan selkeästi nähdä, että ensimmäinen osa edustaa siis systeemin ominaisvärähtelyä aivan kaavan (12) mukaisesti. Tämä on kuitenkin normaalissa tilanteessa hyvin pientä suhteessa pakkovärähtelyyn, jolloin jäljelle jää vain ulkoisesta voimasta johtuva pakkovärähtely, joita kuvaa yllä näkyvien summausekkeiden jälkimmäiset osat. Pakkovärähtely ei riipu systeemin omista alkuehdoista, joten se säilyy niin kauan, kun voima vaikuttaa systeemiin. Yhtälöistä nähdään myös se, että koko systeemin pakkovärähtelyllä ja herätevoimalla on sama kulmataajuus Ω . Lopullisen pakkovärähtelyn amplitudia kuvaa yhtälöissä sinilausekkeen edessä oleva kerroin, joka on siis riippuvainen herätevoiman kulmataajuudesta Ω , sekä systeemin ominaiskulmataajuudesta ω . [17]

Tulkitsemalla yhtälöitä (17) ja (18) hieman tarkemmin, voidaan huomata, että systeemi amplitudi kasvaa käytännössä rajatta, jos voimaa F_0 kasvatetaan. Amplitudi ei kuitenkaan kasva suorassa suhteessa voiman taajuuden lisääntymiseen. Värähtelyn kannalta pahin tilanne saavutetaan yhtälön (18) tapauksessa, eli silloin kun taajuudet ω ja Ω ovat yhtä suuret. Tällöin sinilausekkeen edessä olevasta kertoimesta voidaan nähdä, että amplitudin arvo kasvaa rajatta ajan suhteen. Tällöin kappaleen sanotaan olevan resonanssissa voiman kanssa. Tämä on ymmärrettävästi hyvin vaarallista, sillä resonanssitilan jatkuessa pitkään, kasvaa liike lopulta niin suureksi, että systeemi hajoaa. Tämä ilmiö täytyy ottaa värähtelevän systeemin suunnittelussa huomioon. Jos systeemiin vaikuttavat ulkoiset voimat tunnetaan edes jollain tarkkuudella, voidaan systeemille ominainen kulmataajuus $\omega = \sqrt{k/m}$ valita niin, ettei se ole erisuuri herätevoiman taajuuden Ω kanssa. [17]

Näissä yhtälöissä ei siis otettu huomioon vielä vaimennuksen vaikutusta, joka siis taistelee luonnollisessa systeemissä ulkoisten voimien aiheuttamia värähtelyjä vastaan ja vaikeuttaen resonanssin syntymistä. Vaimennuksen vaikutusta värähtelyyn on käyty jo läpi edellisessä kappaleessa ja vaikutus on täysin sama vaikka mukana onkin ylimääräinen herätevoima. Vaimennus muuttaa yhtälön (18) tilannetta siten, että se vaimentaa yhtälössä näkyvän ominaisvärähtelyn heti värähtelyn alussa. Tämän jälkeen se vaikuttaa heikentävästi pakkovärähtelyn amplitudiin. Amplitudi saa vaimen-

nuksen vaikuttaessa hieman monimutkaisemman muodon. Jos pakkovärähtelyn amplitudia merkitään kirjaimella X , se voidaan kirjoittaa alla näkyvän kaavan (19) muotoon. [17]

$$X = \frac{F_0/k}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + (2\gamma\Omega)^2}} \quad (19)$$

Vaimennuksen takia yhtälöä (19) on huomattavasti vaikeampi analysoida kuin yhtälöitä (17) ja (18). Jos yhtälöä (19) tutkitaan resonanssitilanteessa, saadaan pakkovärähtelyn amplitudin yhtälö yksinkertaistumaan muotoon

$$X_\omega = \frac{F_0/k}{2\gamma\Omega} \quad (20)$$

Tästä voidaan nähdä, että amplitudi ei vaimennuksen tapauksessa kasva enää resonanssitilanteessa äärettömäksi. Lisäksi nähdään, että vaimennustermin γ kasvattaminen pienentää värähtelyn amplitudia. Oikeanlaisen vaimennuksen suunnittelulla vähennetään resonanssin vaikutusta. Jos herätevoiman taajuudet Ω ovat systeemin ominaistaajuutta ω suurempia, on normaalisti hyvä valita systeemiin alikriittinen vaimennus, joka pystyy paremmin vaimentamaan nopeita värähtelyjä. [17]

3.3 Värähtely rautateillä

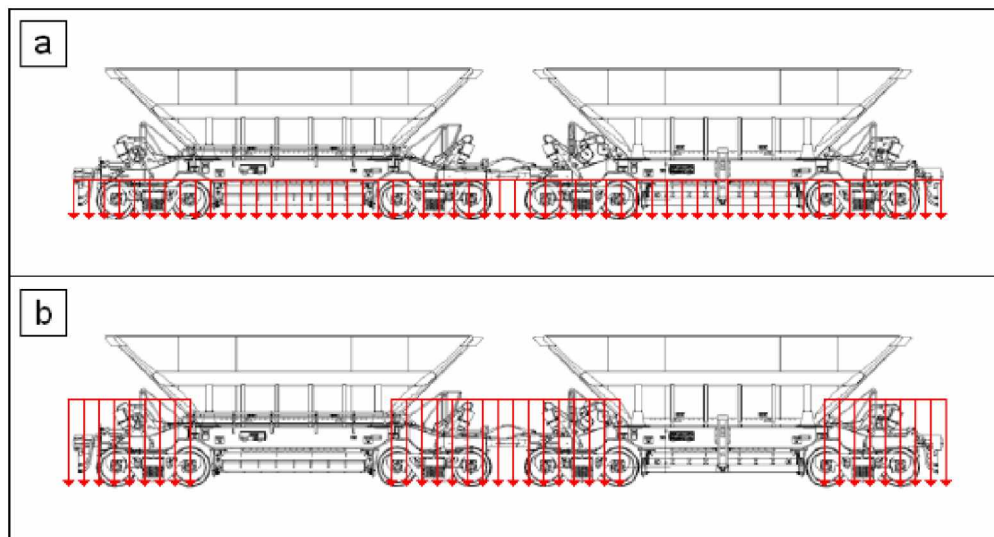
Kuten edellisessä kappaleessa kerrottiin, on ulkoisilla kuormitustekijöillä suuri vaikutus värähtelevän systeemin liikkeeseen. Tässä tapauksessa värähtelevänä systeiminä toimivat siis ratakiskot, jotka ovat altistuneena suurelle määrälle erilaista ulkoista rasitusta. Suurimman osan tästä rasituksesta muodostaa tietenkin raiteilla liikkuva juna, mutta on hyvä muistaa, että ratakiskot ovat alttiita myös mahdolliselle ympäristöstä tulevalle kuormitukselle. Tällaiseksi voidaan laskea esimerkiksi ilman lämpötilavaihteluiden aiheuttamat lämpökuormitukset, jotka voivat muodostua hyvinkin merkittäviksi jatkuvakiskoisella radalla. Tämä ei itsenäisesti aiheuta varsinaista värähtelykäyttäytymistä kiskorakenteissa, mutta lisää kuitenkin kiskojen yleistä jännitystilaa, jolloin kiskot kestävät huonommin muualta tulevan värähtelevän voiman vaikutusta. [21]

Ratarakenteissa värähtelyä aiheuttavat syyt voidaan oikeastaan yleisellä tasolla jakaa kolmeen ryhmään. Yhtenä ryhmänä voidaan pitää nimenomaan edellä käsiteltyä junakaluston aiheuttamaa akselikuormaa. Toisena syynä värähtelylle voidaan pitää pyörä- ja kiskoprofiilin muodon muuttumista ja siitä seuraavaa kisko-pyöräkontaktin muuttumista. Tämä voi saada aikaan värähtelyä, vaikka staattinen akselikuorma pysyisi täysin muuttumattomana. Kolmantena syynä värähtelylle voidaan pitää ratarakenteen sisäisten ominaisuuksien, kuten radan jäykkyyden, vaikutusta. Tämän jaotteen lisäksi värähtelyn syitä on järkevää miettiä myös niiden esiintymistiheyden ja sitä kautta vaikuttavuuden kannalta. Syyt, jotka esiintyvät oikeastaan jokaisen junayrityksen kohdalla, voidaan yleisesti ajatella olevan kriittisempiä, kuin tietyt harvoin esiintyvät erikoistapaukset. Vaihteen mahdollisen aukeamisen kannalta näillä erikoistapauksillakin on kuitenkin merkittävä vaikutus. Seuraavissa kappaleissa on käsitelty näitä värähtelyä aiheuttavia syitä hieman tarkemmin, yrittäen keskittyä lähinnä radan poikkisuuntaiseen värähtelyyn.

3.3.1 Kaluston aiheuttaman staattisen pyöräkuorman vaikutus

Suurin tekijä kiskojen värähtelyn syntymisessä on siis liikkuva kalusto ja niiden akselikuormat, jotka muodostavat kiskoon pitkän, nauhamaisen värähtelälähteen. Akseleiden kokonaiskuorma muodostuu aina staattisesta kuormasta ja dynaamisesta kuormasta. Staattinen kuorma on siis kunkin vaunun absoluuttinen akselipaino, joka on suhteellisen helppo määrittää tapauskohtaisesti. Nykyisellään henkilöjunien staattiset akselipainot vaihtelevat Suomessa noin 160–180 kN välissä ja ne riippuvat siis ainoastaan vaunutyypistä. Tavaravaunujen staattiset akselipainot vaihtelevat vuorostaan hyvin paljon vaunun kuormausasteen mukaan. Tyhjien tavaravaunujen akselipainot voivat olla pienimmillään noin 60–70 kN luokkaa, mutta kuormattaessa niiden paino voi kohota moninkertaiseksi. Suurin sallittu akselipaino Suomen nykyisillä pääraiteilla on 225 tonnia, mutta tietyillä rataosilla sallitaan 250 kN akselipaino. [21]

Ratarakenteisiin kohdistuvaa kuormitusta ilmaistaan akselipainon ohella usein myös metrikuormana. Ilmoitettu metrikuorma ei kuitenkaan aina kerro todellista tilannetta. Juna, jossa ilmoitetaan metrikuormaksi 8 t/m ja akselipainoksi 25 tonnia, aiheuttaa todellisuudessa huomattavasti metrikuormaa suuremman kuormitusjakauman. Todellinen ratarakenteisiin kohdistuva kuormitus on suuresti riippuvainen akselien sijainnista siten, että mitä lähempänä telit ja akselit toisiaan ovat, sitä suuremmaksi niiden aiheuttama hetkellinen kuormitus kasvaa. [22] Tätä asiaa on havainnollistettu kuvassa 29, josta voidaan heti nähdä, että todellinen teliparin metrikuorma on huomattavasti junan metrikuormaa suurempi. Äskeisillä metrikuorman 8 t/m ja akselipainon 25 tonnin arvoilla on tutkimuksien mukaan saatu teliparin metrikuormituksiksi jopa 12–18 t/m. [23] Teliparin metrikuorma onkin päällysrakenteita mietittäessä huomattavasti junan metrikuormaa todenmukaisempi mittari arvioitaessa ratarakenteisiin muodostuvaa todellista rasitusta. [22]



Kuva 29. (a) vaunun tai junan ilmoitettu metrikuorma, (b) teliparin aiheuttama todennäköisempi metrikuorma [23].

Kuvassa 29 b näkyy hyvin junan telirakenteen aiheuttama staattisen kuormituksen jaksottaisuus, joka saa aikaan värähtelyä ratarakenteissa. Staattisen akselikuorman vaikutus näkyy tietenkin eniten radan pystysuuntaisessa liikehdinnässä, mutta pyörien hieman kartiokkaan muodon vuoksi osa tästä kuormituksesta rasittaa rataa aina myös poikittaissuunnassa ja saa aikaan poikittaista värähtelyä esimerkiksi vaihteen

kielissä. Tämä on esiintymistiheyden kannalta ajateltuna tietenkin hyvinkin kriittistä värähtelyä, koska se toistuu tietyn suuruisena aivan jokaisen pyöräkerran ylityksen aikana.

Staattisen kuorman vaikuttavuuteen radan värähtelyn kannalta liittyy myös ajonopeus. Ajonopeus vaikuttaa telirakenteen ohella suuresti värähtelyn taajuuteen ja sitä kautta värähtelyn mahdolliseen resonointiin. Henkilöjunat koostuvat monesti akselimitoiltaan ja telirakenteeltaan samanlaisista vaunuista, jolloin staattisen akselikuorman aiheuttaman värähtelyn taajuus on sama koko junan matkalla. Tällöin värähtelyn taajuus on täysin riippuvainen junan nopeudesta ja tietyllä nopeudella voidaan saada aikaan koko junan pituinen resonoiva värähtelylähde. Henkilöjunien akselipainot tosin ovat melko pieniä, mutta resonoinnin ansiosta niistäkin saattaa aiheutua isoja värähtelyjä. Tavarajunien kohdalla mahdollinen resonointi on huomattavasti kriittisempää isojen akselipainojen ansiosta. Tavarajunien kohdalla vaunut ovat kuitenkin usein hyvin erilaisia, jolloin taajuus vaihtelee junan kulun aikana. [21]

Junan rungon, radan ja niiden välisen jousituksen muodostamalla kokonaissysteemillä on kuitenkin monia eri ominaisuuksia, joten koko systeemi ei periaatteessa resonoi samaan aikaan. Joissakin tilanteissa pyöräkuorman muodostaman voimaherätteen taajuuden resonointi pelkästään tietyn osakokonaisuuden kanssa voi kuitenkin jo aiheuttaa ongelmia. [21]

3.3.2 Kaluston aiheuttaman dynaamisen kuormituksen vaikutus

Kuten jo aiemmin todettiin, vaikuttaa radan värähtelyyn junan staattisen akselipainon ohella myös kaluston dynaamisen kuormituksen vaikutus. Lopullinen värähtelyyn vaikuttava akselikuorma vaihtelee staattisen kuorman molemmiin puoliin riippuen dynaamisten kuormitusten määrästä. Kuormituksen dynaamisen osan määrittäminen on huomattavasti staattista osaa vaikeampaa, sillä siihen vaikuttaa monet eri tekijät, joiden yhteisvaikutusta on monesti vaikea arvioida. Näihin osatekijöihin lukeutuu yleensä:

- ajonopeus
- jousitus
- jousittamattoman massan määrä
- jarrutus
- vaunun värähtelyominaisuudet
- pyörän ominaisuudet [24]

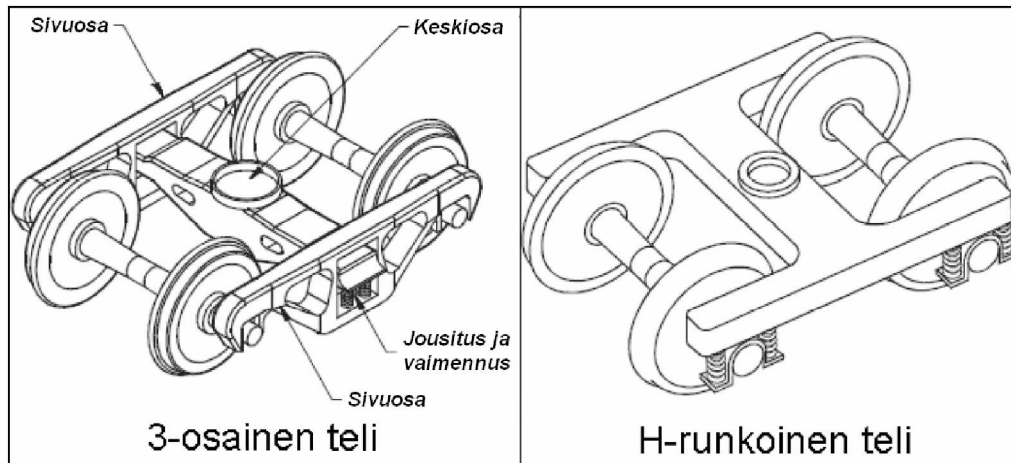
Nämä kaikki ovat siis vahvasti tilanteen mukaan muuttuvia tekijöitä, joiden vaikutuksesta kokonaiskuormitus voi kasvaa hetkellisesti hyvinkin suureksi. Näitä samoja asioita on pohdittu myös Pasi Samppalan diplomityössä [25], joka käsittelee pyöristä rataa kohdistuvien dynaamisten kuormitusten suuruutta. Dynaamisia kuormituksia yhdistävä tekijä onkin juuri hetkellisyys, eli ne eivät useimmiten ole kovinkaan pitkäkestoisia kuormituksia, vaan nopeita voimasysäyksiä staattisen kuormituksen lisäksi. Staattisten kuormitusten aiheuttamat värähtelyt ovatkin yleensä matalataajuisia värähtelyä, jotka liikkuvat noin 0–20 Hz alueella [26]. Dynaamiset kuormitukset aiheuttavat yleensä korkeampitaajuisempia värähtelyjä, joiden taajuudet voivat olla tuhansia hertsejä [26]. Useimmiten dynaamiset voimasysäykset syntyvät pyörän ylittäessä jonkin epäjatkuvuuskohtan radalla. Tällaisia epäjatkuvuuskohtia ovat esimerkiksi vaihteet, kiskonjatkokset tai kiskossa olevat viat. Tämän lisäksi myös pyörän epätasaisuudet synnyttävät epäjatkuvuutta kisko-pyörä kontaktiin. Nämä ovat siis

hyvin nopeita tapahtumia ja sysäyksen suuruus riippuu suurelta osin äsken lueteltujen osatekijöiden vaikutuksesta. [21]

Ajonopeudella on ymmärrettävästi suuri merkitys dynaamisten iskukuormitusten vaikuttavuudessa. Ajonopeuden ollessa suuri, tapahtuvat iskukuormituksetkin nopeammin, jolloin värähtelevän massan kiihtyvyys iskun aikana on suurta. Tämä lisää tietenkin iskun voimaa. Puhuttaessa värähtelevästä massasta, voidaan tuoda esille uusia dynaamisia tekijöitä, eli junan jousitus ja jousittamattoman massan määrä. Näillä tekijöillä on suuri vaikutus värähtelyn voimakkuuteen ja varsinkin sen kuoleentumisaikaan.

Vaunun jousittamattomalla massalla tarkoitetaan sitä osaa vaunun telirakenteesta, joka jää vaunun jousituksen ja radan väliin. Tämä massa vaihtelee riippuen telirakenteesta. Tämän hetken telirakenteet voidaan jakaa käytännössä kahteen ryhmään; kolmiosaisiin ja jäykkärunkoisiin, eli niin sanottuihin H-runkoisiin, teleihin. Isoin ero näiden kahden telin välillä on niiden telirungon rakenteesta, joka H-runkoisella telillä muodostuu yhdestä osasta ja kolmiosaisella telillä kolmesta erillisestä kappaleesta. [22] Periaatekuvat kummastakin telirakenteesta on esitettyä kuvassa 30.

Kummallakin näistä telirakenteista on omat hyvät ja huonot puolensa. Kolmiosainen teli on pystysuunnassa H-runkoista teliä joustavampi rakenne, jolloin se pystyy paremmin mukautumaan radan pystysuorien muotojen muuttumiseen. Paremman jousituksensa ansioista se sopii paremmin raskaiden tavaravaunujen telirakenteeksi. Joustavan rakenteensa vuoksi kolmiosaisen telillä on ongelmia kaarrekäyttäytymisessä.



Kuva 30. Kolmiosainen ja H-runkoinen telirakenne [22].

H-runkoisen telirakenteen selkeänä hyvänä puolena voidaan pitää sen pientä jousittamattoman massan osuutta. Kuten kuvasta 30 voidaan nähdä, H-runkoisessa telirakenteesta pyöräkerran ja telirakenteen väli on jousitettu, jolloin ainoastaan pyöräkerat ovat jousittamattomaa massaa. Tällaista jousitusta sanotaan ensijousitukseksi. Kolmiosaisessa telissä jousto-ominaisuudet on toteutettu telin keskiosan ja sivuosien väliin. Tässä tyyppissä pyörien ja sivuosan välissä ei vuorostaan ole jousitusta. Tätä tapaa kutsutaan toisijousitukseksi. Tällöin myös sivuosat yhdessä pyöräparien kanssa ovat jousittamattomaa massaa, joka lisää rataa aiheuttavia dynaamisia kuormituksia. Nykyään on kehitetty myös telirakenteita, joissa on sekä ensiö- että toisijousitus, joka on siis joustava rakenne ilman suurta jousittamatonta massaa. [22]

Tavarajunien kohdalla myös jousitetun massan, eli vaunun massan, suuri vaihtelevuus voi tuottaa ongelmia. Vaunun massa voi kuormauksen aikana kasvaa moninkertaiseksi, jolloin jousituksen jäykkyys on muututtava kuormauksen mukaan [27]. Ilman jäykkyyden muutosta täyteen kuormatun vaunun ajo-ominaisuudet kärsivät ja dynaamiset kuormat kasvavat [27]. Tavaravaunujen kohdalla täytyy ottaa huomioon myös kuormauksen mahdollinen poikittais- tai pitkittäissuuntainen epätasapaino, jolloin ratarakenteeseen muodostuu epätasainen kuormitus. Tämä johtaa vääjäämättä epätasaiseen värähtelyyn kiskoissa. Näihin edellä mainittuihin asioihin vaikuttaa myös vaunun omat värähtelyominaisuudet. Vaunu värähtelee siis suurella massallaan jousitetun telirakenteen päällä ja jousitus pyrkii vähentämään sen siirtymistä kiskoihin. Tietyllä nopeudella telirakenteessa olevat värähtelyt voivat kuitenkin olla samalla taajuudella vaunulle ominaisen värähtelyn kanssa, jolloin kokonaisvärähtely voi muuttua suuren värähtelevän massan myötä hyvinkin kriittiseksi. Nopeus täytyisi siis valita siten, että telirakenne ja vaunurakenne eivät pääse värähtelemään samalla taajuudella. Tämä ei tietenkään ole millään tavalla yksikäsitteistä, sillä telirakenteen värähtelytaajuuksuudet riippuvat suuresti radan profiilin antamista herätteistä, jotka muuttuvat siis koko ajan. Tämän lisäksi vaunut ovat eri painoisia, jolloin niiden ominaisvärähtelytaajuuksuudetkin ovat erilaisia.

Poikittaissuuntaisia voimia tutkittaessa täytyy ottaa huomioon myös junan telirakenteen poikittaissuuntainen käyttäytyminen. Tämä käyttäytyminen määräytyy oikeastaan telirakenteen kahden eri ominaisuuden yhdistelmänä, jotka ovat leikkausjäykkyys ja kiertojäykkyys. Leikkausjännityksellä tarkoitetaan telin ja vaunun välisen kiinnityksen kykyä vastustaa pyöräkerran sivusuuntaista siirtymistä rungon suhteen. Kiertojäykkyydellä tarkoitetaan vuorostaan telinrakenteen ja rungon välisen kiinnityksen jäykkyyttä pyöräkerran kiertymistä vastaan. [22]

Vaunun ajo-ominaisuuksien kannalta on erittäin tärkeää, että rakenne pääsee kiertymään sekä liikkumaan vaakasuunnassa, sillä junan pyörien kartiomaisesta muodosta johtuen pyöräkerta liikkuu raiteella poikittaissuunnassa säännöllisesti edestakaisin, jolloin myös vaunurakenteen painopiste on jatkuvassa aaltoliikkeessä rataa nähden. Tämä painopisteen aaltoliike saa aikaan poikittaissuuntaisia voimia telirakenteessa, jotka sitten johtuvat ratarakenteisiin ja aiheuttavat värähtelyä. Tämän aaltoliikkeen, jonka muotoa on havainnollistettu kuvassa 31, aallonpituus L voidaan määrittää pyöräkerran ja raiteen todellisten mittojen sekä niiden keskinäisten asentojen perusteella kaavan (21) mukaisesti. [28]

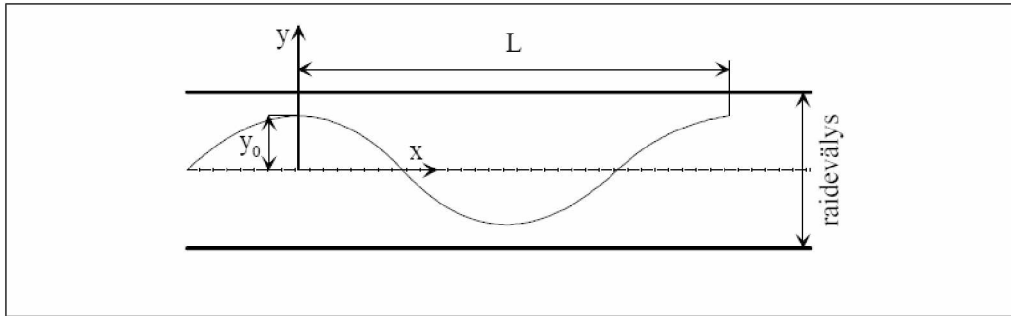
$$L = 2\pi \sqrt{r_t \frac{e}{2\gamma_k}} \quad , \quad \text{missä} \quad (21)$$

L on aaltoliikkeen aallonpituus,

r_t on pyörän kulkuympyrän säde tasapainotilanteessa,

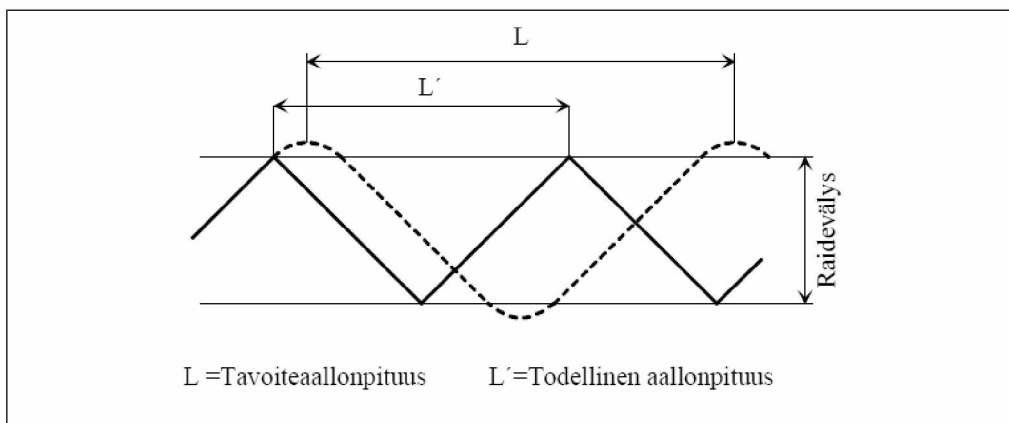
e on pyörien kulkuympyröiden välinen etäisyys ja

γ_k on pyörän kartiokkuus



Kuva 31. Pyöräkerran aaltoliike raidevälyksessä [28].

Pyörän muodostaman aaltoliikkeen muodon takia sitä kutsutaan Suomessa yksinkertaisesti siniliikkeeksi, mutta ulkomaisessa kirjallisuudessa siitä käytetään yleisemmin nimeä Klingel movement [26]. Kuvassa 31 näkyvä siniliikkeen amplitudi y_0 on riippuvainen junan nopeudesta, jolloin nopeuden kasvaessa liikkeen amplitudi kasvaa maksimiarvoonsa, joka on puolet raidevälyksestä [28]. Tällöin pyörän ja raiteen välille syntyy laippakosketus, jonka seurauksena säännöllinen aaltoliike muuttuu epästabiliiksi sahaavaksi liikkeeksi laippakosketuksesta toiseen [28]. Tätä sahaavaa liikettä on havainnollistettu kuvassa 32.



Kuva 32. Pyöräkerran liike laippakosketuksen jälkeen. Katkoviivalla merkitty aalto kuvaa liikettä, jos laippakosketusta ei syntyisi [28].

Epästabiliin liikkeen aikaan saavaa nopeutta sanotaan kriittiseksi nopeudeksi, joka riippuu sekä kaluston että raiteen ominaisuuksista [22]. Tällainen laippakosketuksesta toiseen liikkuva juna aiheuttaa ymmärrettävästi huomattavan suuria poikittais-suuntaisia iskukuormituksia sekä rata- että telirakenteeseen.

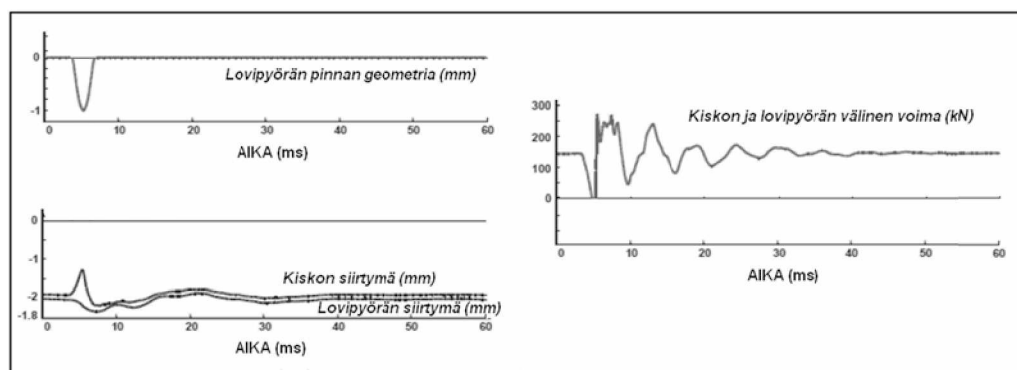
Nämä edellä esitetyt dynaamiset tekijät ovat käytännössä aina läsnä junakaluston liikkeessä radalla. Ajonopeuden ja jousituksen vaikutus näkyy jollain tapaa jokaisen pyöräkerran värähtelykäyttäytymisessä jopa optimitilanteessa. Näiden asioiden rinnalla kaluston dynaamisiin kuormituksiin vaikuttaa suuresti myös junan pyörän ominaisuudet ja profiili, jotka aiheuttavat ongelmia oikeastaan vasta siinä vaiheessa, kun ne poikkeavat optimitilanteesta. Optimitilanteessa junan pyörä on periaatteessa pinnaltaan täysin tasainen ja profiililtaan täysin pyöreä, jolloin sen kulku kiskojen päällä ei aiheuta värähtelyä. Tätä optimitilannetta ei tietenkään pystytä millään säilyttämään, vaan pyörän profiiliin muodostuu junan kulun aikana poikkeamia ja sen pyörimisominaisuudet heikkenevät.

Näitä pyörässä havaittavia poikkeamia kutsutaan pyörävioiksi. Tavallisimpina pyörävikoina voidaan mainita esimerkiksi pyörän kulkupinnan lohkeilu ja lovet sekä pyörän monikulmaisuus [29]. Nämä aiheuttavat sekä raiteeseen että liikkuvan kaluston rakenteisiin hyvin suuria voimasysäyksiä, jotka voivat pahimmassa tilanteessa johtaa rakenteiden hajoamiseen.

Tällaisia lovipyöriä syntyy yleensä pyörän lähtiessä liukumaan kiskon pintaa pitkin. Pyörän hetkellisestä liukumisesta aiheutuu pyörän pinnan äkkinäistä lämpenemistä, joka liukumisen loputtua jäähtyy johtumisen seurauksena hyvin nopeasti. Nopea lämpötilan lasku käytännössä karkaisee pyörän pinnan tältä kohtaa, jolloin pintaan muodostuu hauras rakenne. Hauras pintamateriaali lohkeilee pyörän pyöriessä, jolloin pyörän liukukohtaan syntyy lovi. Pyörän liukuminen johtuu normaalisti liian pienestä kitkasta kiskon ja pyörän välillä, joten tyhjät ja kevyet vaunut ovat alttiimpia pyörän liukumiselle. Suomen vaihtuvat sääolot lisäävät myös pyörien liukumista, sillä syksyllä radalle putoavat lehdet ja kosteus sekä talvella ratarakenteisiin muodostuva jää pienentävät kisko-pyörä kontaktin kitkaa. [30]

Tällainen liukuminen saattaa syntyä tietenkin myös junan nopeissa jarrutuksissa, jolloin pyörät pääsevät lukkiutumaan. Tällöin moneen pyörään saattaa tulla lovi ikään kuin samaan kohtaan, jonka jälkeen ne voivat aiheuttaa yhtäaikaista värähtelyliikettä koko junan pituudelta. Tavaravaunuissa tällaista pyörien lukkiutumista tapahtuu useammin, koska oikeanlaisen jarrutusvoiman löytäminen koko junalle on vaikeaa vaunujen kuormauserojen takia. Painavien vaunujen pysäyttämiseen tarvittava jarrutusvoima saattaa aiheuttaa liukumista tyhjien vaunujen pyöräkerroissa. [29]

Lovipyörien aiheuttaman iskukuormituksen vaikutuksia on tutkittu ja mallinnettu maailmalla. Hou et al. [31] ovat tutkimuksissaan mallintaneet lovipyörän muodostaman iskun suuruutta ja vaikutuksia koko päälysrakenteeseen. Alla on esitetty kuvassa 33 pyörän ja ratarakenteen pystysuuntaista käyttäytymistä lovipyörän iskuvoiman vaikutuksesta.



Kuva 33. Lovipyörän iskukuorman vaikutukset rakenteissa vaikuttaviin voimiin ja siirtymiin [31].

Kuvasta 33 voidaan nähdä, että noin yhden millimetrin syvyisen loven aiheuttama isku on noin kaksinkertainen staattiseen pyöräkuormaan verrattuna. Kiskon ja lovipyörän siirtymäerosta nähdään myös se, että pyörä ei loven kohdalla periaatteessa liiku pystysuunnassa, mutta kisko liikkuu iskun voimasta huomattavasti. Esitettyjen tutkimusten mukaan lovipyörän aiheuttamat iskut myös välittyvät telirakenteen kautta muihin pyöriin ja sitä kautta radan muihin pisteisiin. [31]

Nämä tulokset eivät suoranaisesti kerro lovipyörien iskujen vaikutuksesta poikittaissuuntaiseen värähtelyyn, mutta ne antavat kuitenkin käsityksen iskujen voimakkuudesta. Kuten jo aiemmin on todettu, osa junan muodostamasta kuormasta suuntautuu aina myös vaakasuuntaan, jolloin isot voimapiikit pystysuunnassa tarkoittaa myös normaalia suurempia voimia vaakasuunnassa.

3.3.3 Ratarakenteen aiheuttamat dynaamiset kuormitukset

Kuten jo kaluston aiheuttamien kuormitusten kohdalla tuli monesti todettua, vaikuttavat myös ratarakenteen omat ominaisuudet suuresti syntyvään värähtelyyn. Radan rakenteellisten tekijöiden ja profiilin epätasaisuuden aiheuttamat ylimääräiset kuormitukset ovat radan vaurioitumisen kannalta hyvin ongelmallisia, sillä niiden vaikutukset kohdistuvat aina samaan kohtaan. Tällaisia kulkuun epätasaisuuksia aiheuttavia kohtia voivat olla esimerkiksi juuri vaihteiden kielirakenteet, risteysten kärjet tai kiskojen jatkoskohdat. Poikittaissuuntaista kuormitusta syntyy tietenkin myös kaarteissa, jotka käytännössä ovat radan rakenteellisia tekijöitä. Kaarteissa muodostuva kuormitus on kuitenkin pääosin ulkokiskoon kohdistuvaa jatkuvaa kuormitusta, joka ei varsinaisesti tuota värähtelyä. [22]

Näiden kiskoissa olevien epäjatkuvuuskohtien vaikutus värähtelyyn on hyvin samantyyppinen kuin lovipyörienkin, eli pyörä iskeytyy epäjatkuvuuskohtaan luoden nopean iskumaisen kuormituspiikin. Ero lovipyöräkuormitukseen on kuitenkin se, että tämä kuormituslisä toistuu junan jokaisella pyöräkerralla. Tällöin rataan kohdistuu yhteen kohtaan säännöllisten kuormituspiikkien sarja, joka saattaa tehdä värähtelystä erittäin kriittistä. Tästä syystä radan profiilin muutokset pyritään toteuttamaan pitkällä matkalla ja yhtäkkisiä muutoksia sekä teräviä reunoja pyritään välttämään. Vaihteiden kielirakenne on hyvä esimerkki radan profiilin vaihtumisesta tasaisesti pitkällä matkalla.

Radan profiilimuutosten lisäksi myös ratarakenteen, ja oikeastaan koko ratapenkeereen, jäykkyysmuutoksilla on vaikutusta rakenteissa syntyviin kuormitusvaihteluihin ja sitä kautta värähtelyyn. Vaakasuuntaisen värähtelyn kannalta voidaan oleellisempaa pitää nimenomaan kiskon jäykkyyden muutoksia. Näitä jäykkyysmuutoksia tapahtuu varsinkin vaihtealueilla, jossa kiskon geometria muuttuu lyhyellä matkalla hyvin paljon. Vaakasuunnassa tilanteen tekee ongelmalliseksi se, että geometria on erilaista junan vasemman ja oikean pyörän alla. Junan ajaessa vaihteeseen, sen toinen pyörä on aina kontaktissa tukikiskoon ja toinen kielirakenteeseen. Näiden rakenteiden geometria ja sitä kautta jäykkyys eivät ole vaakasuunnassa samanlaisia, jolloin telirakenne pääsee liikkumaan poikittaissuunnassa ja muodostamaan ylimääräisiä rasituksia. Geometrian tuoman jäykkyyseron lisäksi vaihteiden rakenteissa käytetään erilaisia materiaaleja, joiden jäykkyysominaisuudet poikkeavat toisistaan. Nykyään varsinkin vaihteiden risteysalueella käytetään paljon mangaaniosia, joilla on hyvä kulutuskestävyys jatkuvia risteyksissä sattuvia iskukuormituksia vastaan. Mangaaniosien käyttö saa kuitenkin aikaan äkkinäisiä jäykkyyseroja kiskorakenteeseen, jotka lisäävät iskukuormitusten vaikutusta. [32]

Varsinaisen ratapenkereen jäykkyysmuutokset, joita syntyy esimerkiksi kallioleikausten kohdalla tai siltojen päissä, aiheuttavat ratapohjan epätasaisista painumista junan alla. Tämä johtaa radan geometriavirheisiin ja sitä kautta lähinnä pystysuuntaiseen värähtelyyn. Radan erikoisrakenteissa, kuten silloissa ja vaihteissa, kiskon ja pölkyn muodostaman päällysrakenteen ominaisuudet eroavat huomattavasti normaaliradan rakenteesta. Esimerkiksi vaihteissa käytetään normaaliin ratarakenteeseen

verrattuna hyvinkin erilaisia kiskon ja pölkyn välisiä kiinnitysratkaisuja, jotka kasvatavat radan jäykkyyttä vaihteen kohdalla dramaattisesti. Jos jäykkyys kasvaa vaihteen tullessa yhtäkkisesti, voi se aiheuttaa rataa huomattavia dynaamisia kuormituspiikkejä. Näiden kiinnitysosien jäykkyysominaisuuksia ja jäykkyyden tasaisempaa muuttumista on tutkittu paljon kansainvälisissä tutkimuksissa ja niistä on saatu paljon hyödyllisiä tuloksia tulevaisuutta ajatellen. [33]

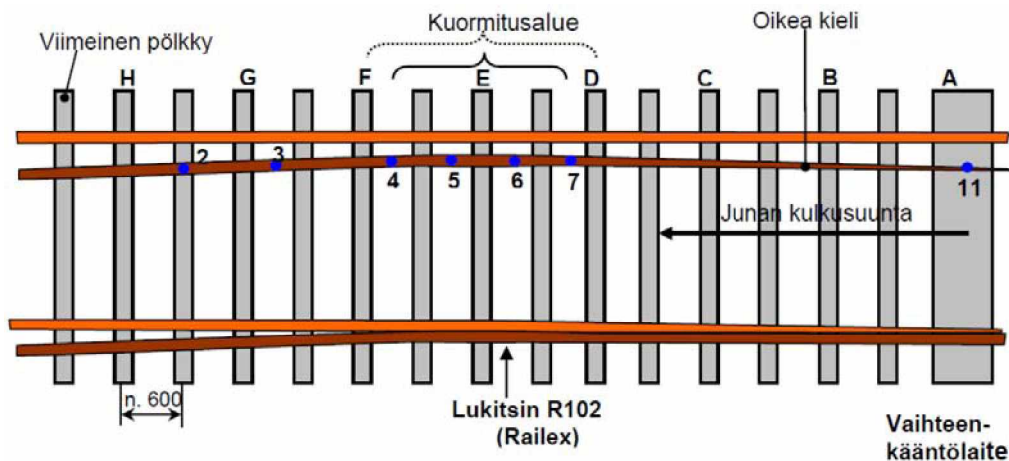
Junakuormitusten jatkuva rasitus aiheuttaa tukikerroksen ja pitkällä aikavälillä myös ratapenkereen rappeutumista. Raidesepeli hienontuu isojen värähtelevien kuormitusten alla, jolloin raiteen geometria saattaa muuttua pysyvästi niin pysty- kuin vaakasuunnassakin. Ratapenkereen kunnon heikentyessä penger saattaa painua yksittäisen ratapölkyn kohdalta jopa niin paljon, että sen antama tuki katoaa täysin ja pölkky jää ilmaan. Andreas Lundqvist [32] on tutkimuksissaan todennut, että tällainen ilmassa oleva pölkky rasittaa huomattavasti sen viereisiä pölkkyjä, koska niiden täytyy kantaa keskimmäisen pölkyn kuormat. Tämä luo rataa suuria kuormitusvaihteluja ja värähtelyä. Tämä voi saada aikaan myös voimakkaita poikittaissuuntaisia värähtelyitä tilanteessa, jossa pölkky on ilmassa vain toiselta puolelta. Tällöin toinen kisko painuu junan alla huomattavasti toista enemmän ja kuormituksesta tulee hetkellisesti epätasapainoinen. Ilmassa olevia pölkkyjä pyritään tietenkin välttämään radan kunnossapidon ja säännöllisen tuennan avulla.

Tällaisten edellä esitettyjen tapausten esilletuonti on tärkeää, jotta ymmärretään, millaiset tekijät voivat aiheuttaa värähtelyä rautatieympäristössä. Junan staattiset akselipainot muodostavat siis pääosan normaalista rataa kohdistuvasta kuormituksesta ja oikein kunnossapidetyn radan pitäisi kestää nämä kuormitukset. Lopullisen kuormituksen arvot voivat kuitenkin kasvaa hetkellisesti huomattavasti tätä suuremaksi dynaamisten tekijöiden ansioista, jolloin rata ei välttämättä enää pysty vastaanottamaan siihen kohdistuvia voimia ilman rakenteen heikkenemistä. Näiden värähtelyn syiden perusteellisen ymmärtämisen jälkeen värähtelyn suuruutta ja vaikutuksia on huomattavasti helpompi lähteä mittaamaan ja analysoimaan.

3.4 Vaihteen kriittiset aukeamisvoimat

Tässä työssä keskitytään vaihdealueen vaakasuuntaisten värähtelyjen tutkimiseen ja mittaamiseen oikeiden staattisten ja dynaamisten junakuormitusten vaikutuksessa. Tämän asian tutkimiseen antaa hyvää lähtötietoa Onnettomuustutkintakeskuksen Aalto-yliopiston Sovelletun mekaniikan laitoksella teettämä tutkimus [1, liite 5], joka perehtyi Toijalassa 16.6.2009 viallisesti käyttäytyneen vaihteen toimintaan. Vaihteen kielien lukitus aukesi yhtäkkisesti tavarajunan ollessa vaihteessa ja tämä johti junan kymmenen vaunun suistumisonnettomuuteen. Seuraavassa on esitelty mainitun tutkimuksen tuloksia.

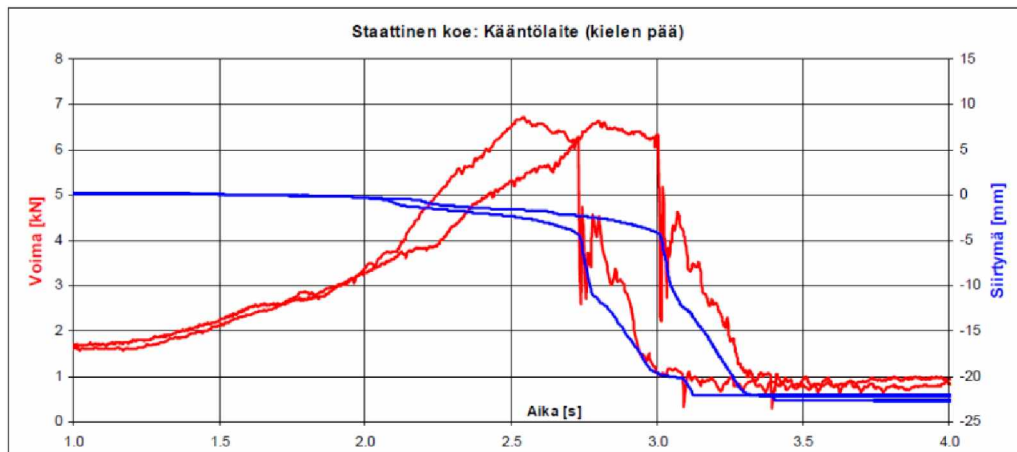
Kielirakenteiden poikittaissuuntaisella värähtelyllä katsottiin olevan suurta vaikutusta vaihteen lukituksen aukeamiseen, joten vaihdetutkimuksen lähtökohtana oli selvittää, kuinka suuria poikittaissuuntaisia värähtelykuormia vaihteen lukitus pystyy kestämään aukeamatta. Tutkimusten ensimmäisenä kohteena oli selvittää, millaisia resonanssitaajuuksia vaihteen avoimella kielellä on, jotta voitaisiin analysoida, onko kielten resonoinnilla ollut vaikutusta onnettomuuteen. Värähtelykäyttäytymisen selvittämiseksi Aalto-yliopisto järjesti Järvenpäässä Railex-kääntöavustimia valmistavan Peverk Oy:n pihassa mittauksen, jossa suistumisonnettomuudessa olleeseen vaihteen asennettiin värähtelyä ja voimaa mittaavia antureita kuvassa 34 nähdyllä tavalla. [1]



Kuva 34. Vaihteeseen asennettujen antureiden sijainnit. Kirjaimet viittaavat mittauspisteisiin pölkkyssä ja numerot mittauspisteisiin kielessä [1].

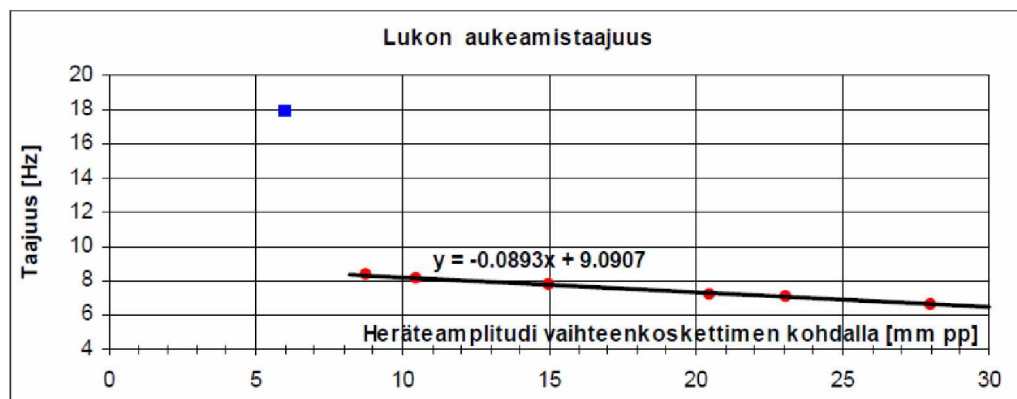
Resonointimittaukset toteutettiin pienellä iskuvasaralla, jolla annettiin heräte avoimeen kieleen eri taajuuskaistoilla. Tässä tutkimuksessa ei siis käytetty oikeita juna-kuormia, vaan kuormitukset toteutettiin kaikissa vaiheissa täysin hallituilla värähtelylähteillä. Antureilta 4-7 saatiin hyvinkin samantyyppisiä arvoja, joiden perusteella tutkimuksessa todettiin avoimella kielellä olevan resonanssitaajuuudet: 11 Hz, 14 Hz, 17 Hz, 19 Hz, 20 Hz ja 32 Hz. Tätä suurempia taajuuksia ei koettu tarpeen mitata, sillä junan pyöräkertojen aiheuttaman peruskuormituksen, eli akselien kuormituksen, taajuuudet eivät kasva tätä suuremmiksi. Näistä tuloksista käy hyvin ilmi se, että avoimella kielellä on todella monta resonointitaajuutta, joita rataa saattaa muodostua junan synnyttämien kuormitusten vaikutuksesta. [1]

Resonoinnin lisäksi alustavissa tutkimuksissa testattiin vaihteenkääntölaitteen lukon maksimaalista pidätinvoimaa. Sitä testattiin vääntämällä avoimen kielen päätä rautakangella lukitusta vastaan pisteen 11 kohdalta. Kahden eri vääntötestin tulokset on esitettyä kuvassa 35. [1]



Kuva 35. Staattisen pidätinvoiman määrittäminen. Voiman kasvaessa yli 6,3 kN, vaihteen lukot aukeavat. Lainattu muokattuna lähteestä [1].

Tulosten perusteella voidaan ensinnäkin nähdä, että lukitus käyttäytyy samalla tapaa kummallakin testikerralla. Kieli lähtee siirtymään noin 3,5 kN voimalla ja lukon aukeamishetkellä kääntövoima on noin 6,3 kN. Tämä vastaa hyvin tarkkaan kääntölaitteen valmistajan ilmoittamia arvoja aukeamiselle, joten tämän perusteella lukon voidaan todeta käyttäytyvän täysin normaalisti. [1]

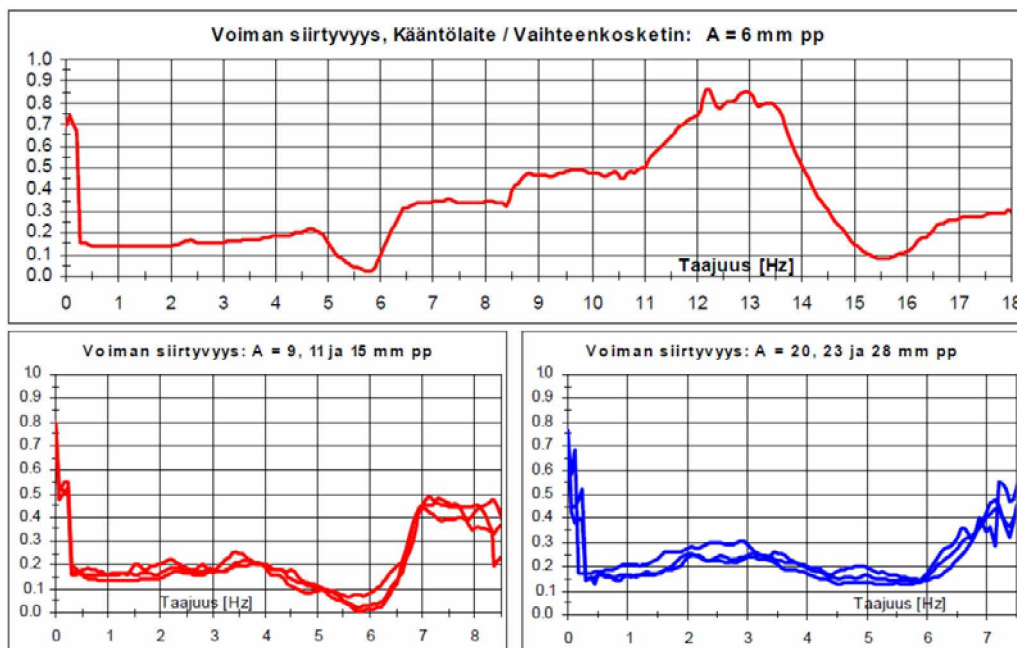


Kuva 36. Taajuudet, joilla vaihteenkääntölaitteen lukko aukesi, kun vaihdetta kuormitettiin dynaamisesti Railexin kohdalta [1].

Näiden alustavien testien jälkeen vaihdetta ryhdyttiin kuormittamaan dynaamisesti. Testauksessa keskityttiin koko ajan avoimen kielen tarkasteluun, joten kuormituspisteeksi valittiin Railexin kohta, josta voiman oletetaan oikeillakin junakuormilla siirtyvän avoimeen kieleen. Vaihteeseen asennettiin siis Railexin tilalle siirtymäohjattu (siirtymän amplitudi koko ajan vakio) hydraulitunkki, joka kuormitti vaihteen avointa kieltä vaihtuvataajuisella sinimuotoisella voimalla pisteen 6 kohdalta lukituksen aukeamiseen asti. Taajuuden muutosnopeus oli koko testin ajan 50 mHz/s. Näiden dynaamisten kokeiden tuloksina saadaan selville taajuusarvot, jolla vaihteen lukko aukeaa, kun sitä kuormitetaan erilaisilla vakiosiirtymillä. Nämä aukeamistaajuudet on kirjattu tutkimuksista tehtyyn raporttiin yhteensä 7 eri siirtymäamplitudin arvoilla, jotka ovat huipusta huippuun (peak to peak) 6 mm, 9 mm, 11 mm, 15 mm, 20 mm, 23 mm ja 28 mm. Kuvassa 36 on esitettyä taajuudet, joilla vaihteenkääntölaitteen lukitus aukesi eri amplitudin arvoilla. [1]

Yllä olevasta kuvasta voidaan nähdä, että siirtymän ja aukeamistaajuuden välillä on ainakin 9 mm siirtymän jälkeen hyvin tarkka lineaarinen yhteys. Tämän tuloksen perusteella on periaatteessa helppo määrittää, kuinka suuri siirtymä saa kullakin taa-juusalueella olla, jotta vaihte ei pääse aukeamaan. Samalla tuloksista käy kuitenkin ilmi myös se, että herätevoiman aiheuttaman siirtymän ollessa alueella 0–6 mm käyttäytyminen muuttuu täysin ja lukon aukeamiseen tarvitaan jo huomattavasti suurempia taa-juuden arvoja. Lineaarisen käyttäytymisen havaitsemisen painoarvoa laskee myös se, että tässä työssä esitettävien mittausten perusteella kielten siirtymät eivät todellisilla junakuormilla nousseet missään tilanteessa edes yli 5 mm. Tämä nähdään konkreettisesti myöhemmin esitetyistä taulukoista 3 ja 5. Tämä tarkoittaa sitä, että tässä työssä esitettyjen mittausten perusteella lineaarinen alue saavutetaan todellisilla junakuormilla hyvin harvoin. Todellisten junakuormien suuruutta ja vaikutuksia käydään läpi tarkemmin vielä kappaleissa 5, 6 ja 7.

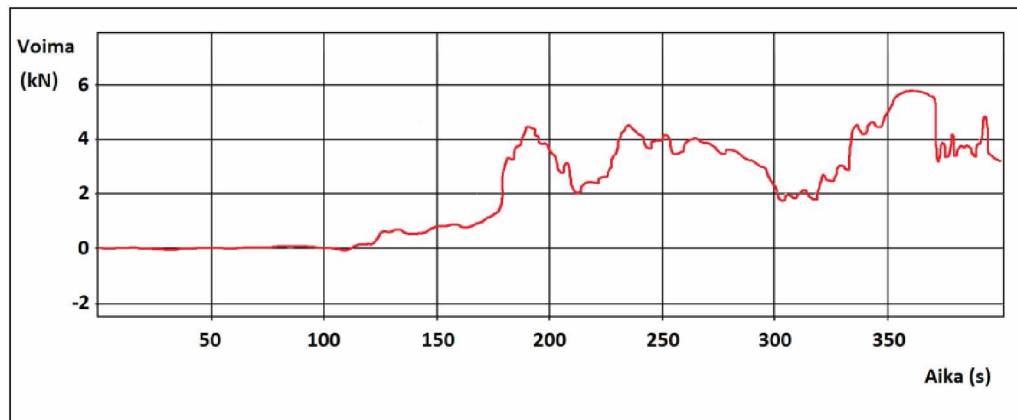
Aalto-yliopistossa tehtyjen testien aikana mitattiin voimaa ja kielen siirtymää sekä kuormituskohdasta (piste 6) että kielen kärjestä (piste 11). Näiden avulla pystyttiin seuraamaan aukeamistaajuuksien lisäksi myös voiman prosentuaalista siirtyvyyttä kuormituskohdasta kielen kärkeen. Voiman siirtyvyyttä on kuvattu eri amplitudin arvoilla kuvassa 37.



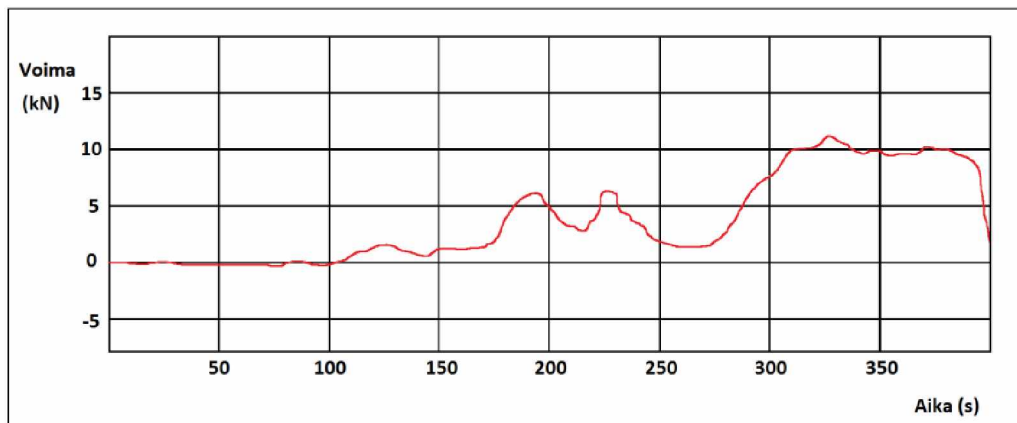
Kuva 37. Voiman siirtyvyys kuormituskohdasta kielen kärkeen eri amplitudeilla [1].

Voiman siirtyvyys on kaikilla amplitudeilla kohtalaisen samanlaista aina 7–8 Hz taa-juuteen asti, jonka jälkeen suurimmassa osassa testejä vaihteen lukko aukesi. Amplitudin arvolla ei siis näytä olevan kovin suurta merkitystä voiman siirtyvyyteen, joka selittää osaltaan aukeamistaajuuden ja siirtymän välistä lineaarista käyttäytymistä. Kaikissa testeissä näkyy voiman siirtyvyyden selkeä heikentyminen noin 5–6 Hz taa-juudella, jonka jälkeen siirtyvyys kasvaa hyvin äkkinäisesti runsaan 40 % tasolle. Suuremmilla amplitudeilla (> 9 mm pp) tämä kuormitusvoiman 40 % siirtyvyys riitti siis lukon aukeamiseen. Testissä, jossa amplitudi oli pienimmillään (6 mm pp) testiä jouduttiin jatkamaan pidemmälle, jolloin myös voiman siirtyvyys kasvoi dramaattisesti. Testituloksista käy itse asiassa ilmi, että tässä testissä lukko oli suurten voiman

siirtyvyyksien takia hyvin suurella rasituksella jo huomattavasti aikaisemmin. Tämä ilmiö näkyy Railexin kohdalta ja kielen kärjestä mitatuissa voiman amplitudin arvoissa, jotka näkyvät ajan suhteen kuvissa 38 ja 39.



Kuva 38. Railexin kohdalle hydraulitunkin avulla tuotu voima siirtymän amplitudin arvon ollessa koko testin ajan huipusta huippuun 6 mm. Kieli aukesi noin 360 sekunnin kohdalla, jolloin voima kasvoi liian suureksi. Lainattu muokattuna lähteestä [1].



Kuva 39. Vaihteenkääntölaitteen tankoon kohdistuva voima siirtymän amplitudin arvon ollessa koko testin ajan huipusta huippuun 6 mm. Kieli aukesi noin 360 sekunnin kohdalla, jolloin voima kasvoi liian suureksi. Lainattu muokattuna lähteestä [1].

Yhteenvetona tämän tutkimuksen tuloksista voidaan sanoa se, että vaihteen lukko voi aueta dynaamisen värähtelyn johdosta. Tuotetun voiman amplitudin täytyy tosin olla melko suuri, jotta siitä seuraava voima kielen kärjessä kasvaisi riittävän suureksi. Testeistä voi huomata myös sen, että voiman siirtyvyys kuormituskohdasta kielen kärkeen on melko epälineaarista, joka tekee myös syntyvästä värähtelystäkin kohtalaisen epälineaarista.

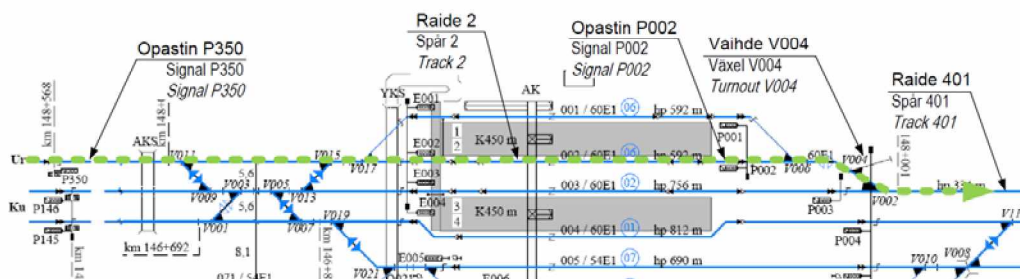
4 Mittaukset Toijalan ratapihalla

Edellisen luvun perusteella voidaan todeta, että liikkuva kalusto aiheuttaa monimuotoista värähtelyä ratakiskoissa. Tässä työssä keskitytäänkin erityisesti rautatievaihteen vaakasuuntaiseen värähtelyyn ja sen aiheuttajiin. Tämän värähtelyn syntymissyistä ja kriittisten voimien mahdollisista suuruuksista on annettu edellisessä luvussa monia esimerkkejä mutta ne ovat vain teoreettisia tai keinotekoisilla voimilla tuotettuihin tilanteisiin perustuvia. Niiden perusteella ei voida riittävän tarkasti tuntea vaihteen käyttäytymistä oikeassa junanylitystilanteessa. Vaihteen todellisen käyttäytymisen selvittämiseksi vaihteen liikkeitä täytyy mitata todellisten junakuormituksen alaisena.

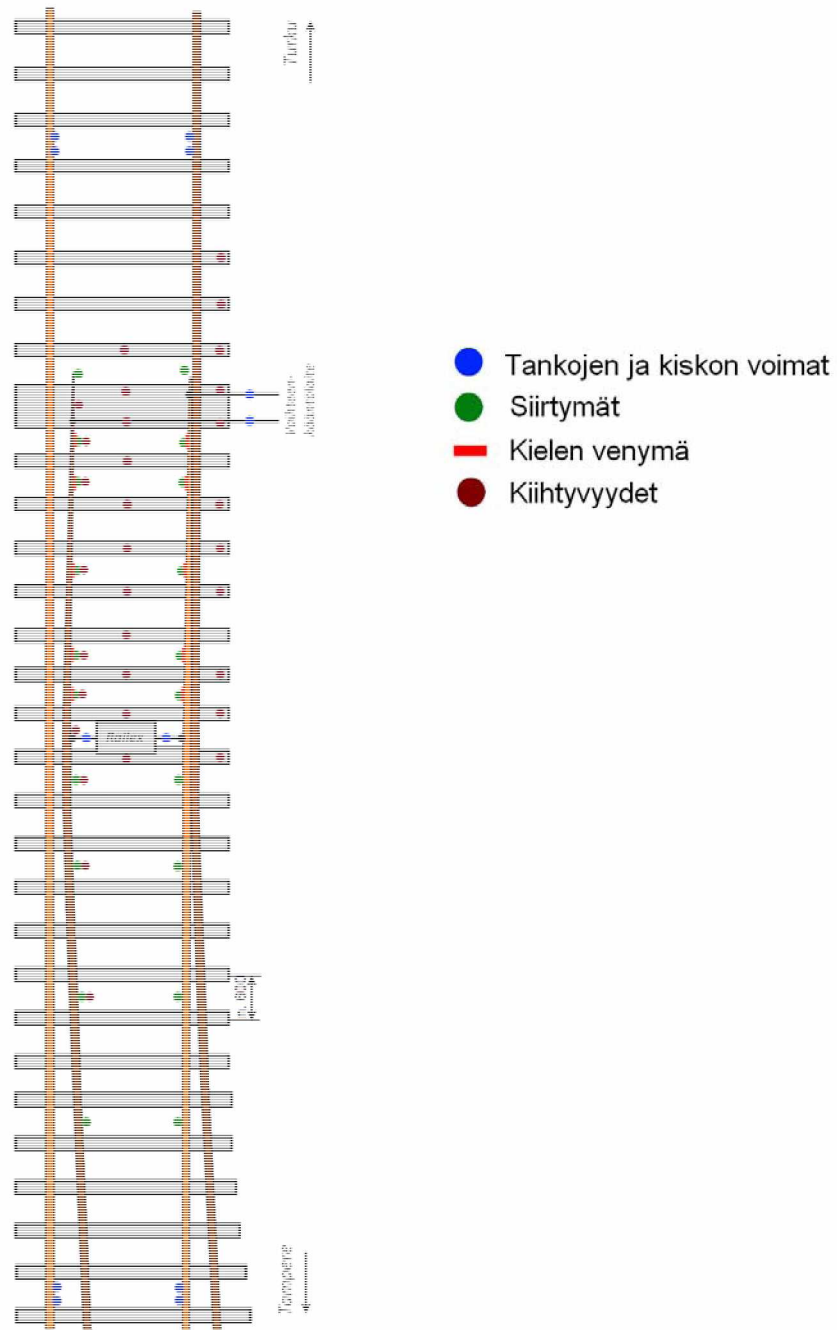
Tässä työssä vaihteen todellista käyttäytymistä junakuormien alaisena mitattiin vaihteeseen asennettujen antureiden avulla. Kappaleessa kerrotaan anturoinnin ja koko mittausjärjestelyiden rakenteesta.

4.1 Vaihteen anturointi

Todellisen värähtelyn mittaaminen toteutettiin samassa kohtaa sijaitsevassa vaihteessa, jossa kesäkuussa 2009 sattunut junaturma tapahtui. Tämä vaihde on siis Toijalassa sijaitseva turvavaihde V004, jonka tarkka sijainti näkyy Toijalan ratapiha-alueen raiteistokaaviossa. Raiteistokaavio on esitettyä kuvassa 40.



kulusta. Antureiden sijoittelussa käytettiin apuna myös aikaisempia kokemuksia TTY:n Rakennustekniikan laitoksen rataympäristössä suorittamista mittauksista. Antureiden eri tyypit ja paikat vaihteessa on esitettyinä kuvassa 41. Tämän lisäksi jokaisen anturin tarkka asennuskohta mittoineen on esitetty erillisissä piirroksissa liitteessä 1. Kuva 42 havainnollistaa, miltä anturointi todellisuudessa näytti asennuksen jälkeen.



Kuva 41.

Toijalan turvavaihteen 004 mittauksen anturointi

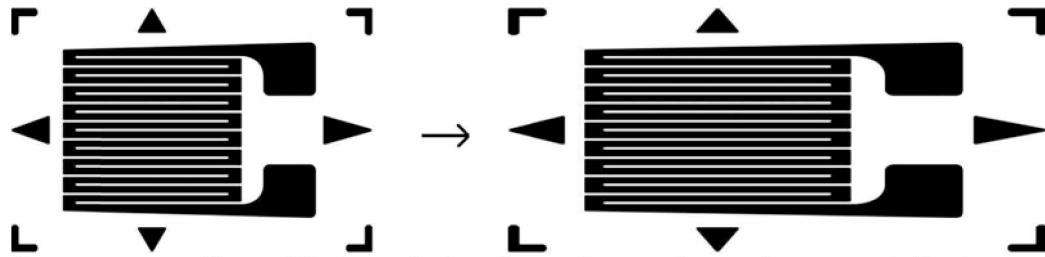


Kuva 42. Antureiden todelliset sijainnit ratarakenteessa.

Antureiden ja niiden johdotuksien asennuksessa otettiin huomioon todella tarkasti vaihteen ja siten myös junaliikenteen toimivuus. Anturit ja johdot eivät saa missään tilanteessa heikentää tai estää vaihteen normaalia toimintaa.

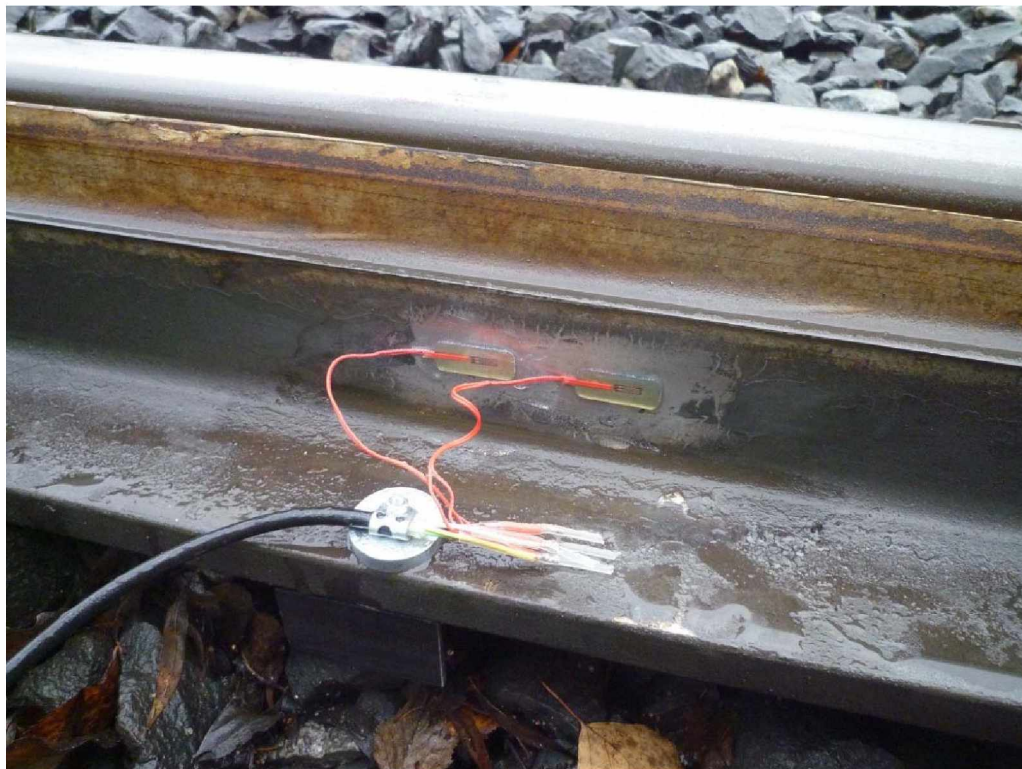
4.1.1 Venymäliuska-anturit

Mittauksessa käytettiin yhteensä kolmea eri anturityyppiä. Suurin osa käytetyistä antureista oli venymäliuska-antureita, jotka mittaavat kappaleen venymää. Venymäliuskan rakennetta ja sen venymistä on havainnollistettu kuvassa 43. Sen toimintaperiaate perustuu anturissa kulkevan ohuen metallijohteen resistanssin muuttumiseen. Anturi kiinnitetään mitattavan kappaleen pinnalle liimaamalla, jolloin se venyy ja supistuu kappaleen liikkeen mukaan. Jos mitattavaan kappaleeseen kohdistuu kuvan 43 tapauksessa vaakasuuntainen voima, kappale ja sen myötä myös anturi, venyy. Anturin venyessä myös metallijohde venyy ja ohenee, jolloin sen resistanssi kasvaa. Kappaleen supistuessa anturikin supistuu, jolloin metallijohde paksunee ja resistanssi pienenee.



Kuva 43. Venymäliuska-anturin rakenne ja muodonmuutos venymistilanteessa [34].

Kappaleeseen kohdistuvan voiman ja anturin venymän välille voidaan muodostaa yhteys, jos kuormittava voima tunnetaan. Tällainen anturi sopii siis venymän mittaamisen ohella erinomaisesti myös voiman mittaamiseen. Tässä työssä venymäliuska-antureita käytettiin sekä kielen taipuman että voiman mittaamiseen. Tämän lisäksi venymäliuska-antureita käytettiin junien akseleiden punnitsemiseen. Kielen vaakasuuntaista taipumaa mitattiin yhteensä 10 anturilla vaihteen kielistä vaihteenkääntölaitteen ja kääntöavustimen välistä. Kuva 44 havainnollistaa taipumamittauksen anturointia, jossa kieleen liimataan kaksi anturia vierekkäin pituussuuntaisesti. Kahden rinnakkaisen anturin käytöllä päästään helpompaan kytkentään ja saavutetaan luotettavampi tulos kustakin kohdasta.



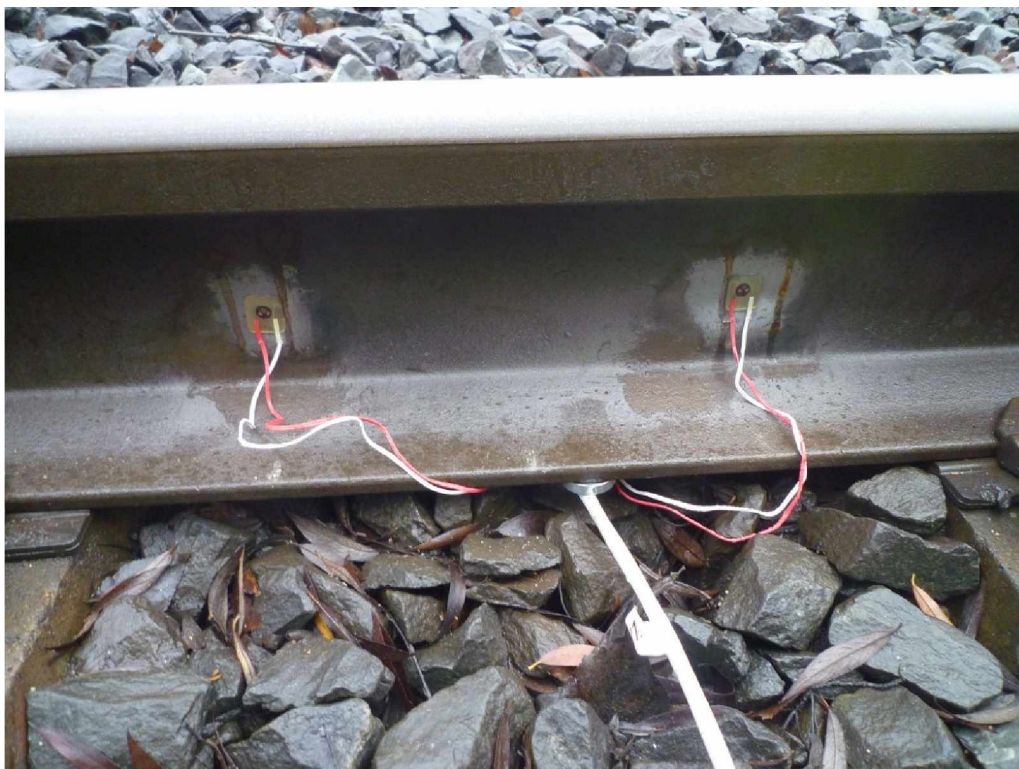
Kuva 44. Kielen venymää mittaava anturi.

Voiman mittaamiseen käytettiin yhteensä neljää anturia. Vaakasuuntaiset voimat välittyvät vaihteesta kielestä toiseen kieleen ja toimilaitteisiin vaihteenkääntölaitteen ja kääntöavustimen käyttötankojen kautta, joten näiden neljän tangon anturoinnilla päästään hyvin käsiksi käytön aikaisiin voimiin vaihteen eri osissa. Kuvassa 45 on esitettyä vaihteenkääntölaitteen käyttötankojen anturointi.



Kuva 45. Vaihteenkääntölaitteen käyttötankojen anturointi.

Tämän lisäksi venymäliuska-antureilla saatiin punnittua vaihteeseen tulevat junat akseli kerrallaan. Näiden anturien avulla saatiin samalla selville myös junien akselivälit. Akselipainojen ja akselivälien avulla pystytään erottelemaan eri vaunutyypit toisistaan ja mahdollistetaan siten kalustotyyppikohtainen analyysi. Punnitukseen tarkoitetut anturit sijoitettiin varsinaisen vaihtealueen ulkopuolelle kumpaankin päähän vaihdetta. Syy tälle oli se, että punnitusantureilta saatava signaali toimi samalla myös signaalien tallentamisen aloitus- ja lopetusajankohtana. Junan ensimmäisen pyöräkerran tullessa punnitusanturin kohdalle mittausjärjestelmä aloitti signaalien tallentamisen ja lopetti kun juna viimeinen pyöräkerta oli ohittanut punnitusanturin toisessa päässä. Tällä järjestelyllä tallennettavan datan määrä pysyi hallittavan kokoisena. Esimerkki punnitusanturista on nähtävillä kuvassa 46.

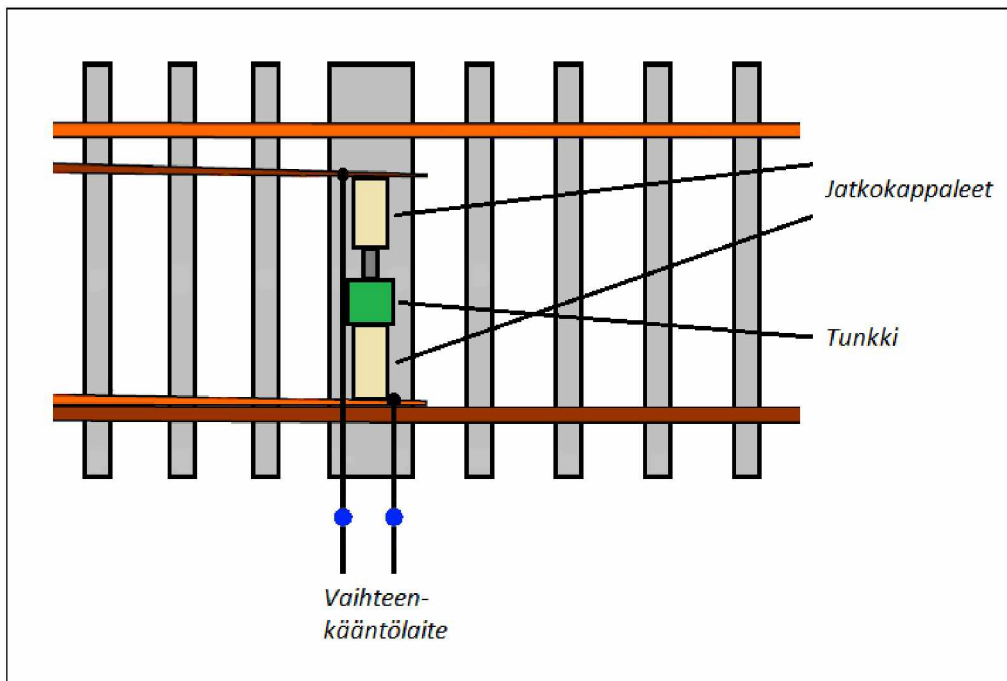


Kuva 46. Junan pyöräkertojen punnitusanturit.

Punnitusantureiden mittaus perustuu yllä olevassa kuvan mukaisesti kahden noin 20 cm päässä toisistaan olevaan venymäliuskan mittaamaan voimaan. Anturien metallijohteet asennetaan kiskon kylkeen 45 asteen kulmaan, jolloin ne mittaavat pyöräkerran synnyttämän leikkausvoiman suuntaisen venymän suuruutta kiskossa.

Jotta näitä edellä esitettyjä antureita voitaisiin käyttää voiman mittaamiseen, täytyy niiden antamat venymän arvot muuttaa voiman arvoiksi anturin kalibroinnin avulla. Kalibroinnissa anturia kuormitetaan siis jollakin tunnetulla voimalla, jolloin siitä seuraavan venymän ja voiman välille saadaan yhteys. Punnitusanturit pystytettiin kalibroimaan mittausten aluksi veturien akselipainoilla, jotka ovat Sr-1 veturissa 21,5 tonnia ja Sr-2 veturissa 21 tonnia. Todelliset akselipainot voivat hieman vaihdella näistä arvoista, mutta tarkkuus on silti riittävä, jotta akselipainoja päästään vertailemaan keskenään.

Vaihteenkääntölaitteen ja kääntöavustimen käyttötankoihin sijoitetut voimaa mittaavat anturit jouduttiin sitä vastaan kalibroimaan eri tavalla. Näitä antureita ei voitu kalibroida junakuormien avulla, koska yhtäkään niihin kohdistuvaa poikittaisvoiman arvoa ei tunnettu etukäteen. Tästä syystä kalibrointi suoritettiin erillisen tunkin avulla. Tunkin avulla vaihteen kielä pystytettiin kuormittamaan tunnetulla voimalla kunkin anturin kohdalta, jolloin venymän ja voiman välinen yhteys saatiin selville. Tunkkauksen periaatetta yhdessä näistä tapauksista on havainnollistettu kuvassa 47.



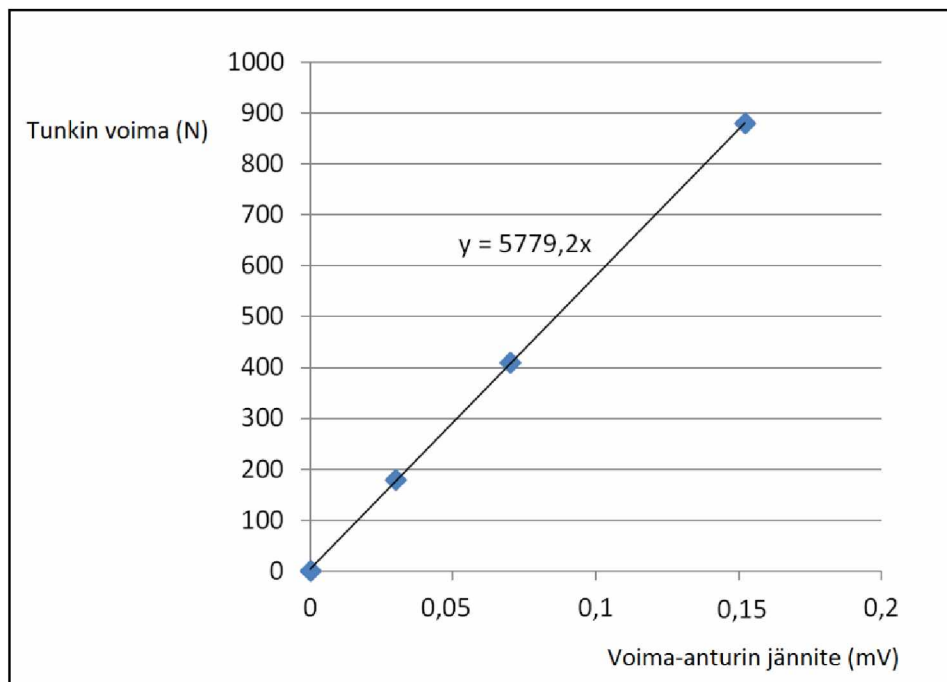
Kuva 47. Periaatekuva tunkkauksen suorittamisesta.

Tunkkauksen avulla kalibroitiin vaihteen auki olevan kielen kiinnitystankojen voima-anturi. Kuten kuvasta 47 voidaan nähdä, tunkki tuettiin kiinni olevaan kieleen, joka muodostui tässä tilanteessa täysin jäykäksi tueksi. Tämä jäykkyys pystyttiin toteamaan sillä, että kalibroinnin aikana kiinni olevan kielen voima-anturissa ei näkynyt lainkaan voiman arvojen muutosta. Tunkin muodostama voima kohdistui siis käytännössä kokonaisuudessaan auki olevaan kieleen ja sitä kautta kiinnitystankoon. Alla olevaan taulukkoon 2 on koottu kuvassa 47 näkyvästä kalibroinnista saadut tulokset.

Taulukko 2. Voima-anturin kalibroinnin tulokset.

| Tunkin voima (N) | Voima-anturin jännite (mV) |
|------------------|----------------------------|
| 0 | 0 |
| 179,67 | 0,03 |
| 410,54 | 0,07 |
| 880,30 | 0,152 |

Näiden kalibroinnista saatujen tulosten pohjalta tulisi määrittää suhde tunkatun voiman ja voima-anturilla mitatun jännitteen välille. Tämä suhde pystytään parhaiten näkemään tuloksista piirretyn kuvaajan avulla, joka on esitetty kuvassa 48.



Kuva 48. Periaatekuva tunkkauksen suorittamisesta.

Kuvasta 48 voidaan nähdä, että jännitteen ja voiman yhteys on hyvin lineaarinen. Mittauspisteiden väliin approksimoimalla piirretty viiva kulkee todella hyvin kaikkien mittauspisteiden kautta, jolloin kalibrointia voidaan pitää onnistuneena. Mittauspisteiden välille piirretyn viivan kulmakertoimesta saadaan selville suoraan jännitteen ja voiman välinen yhteys, joka on perusyksiköiksi muutettuna 5779,2 kN/V. Tällä samalla menetelmällä toteutettiin kaikkien neljän voima-anturin kalibrointi ja näiden tulosten pohjalta saatiin kaikille voima-antureille voiman ja jännitteen välinen yhteys.

Kalibrointitulosten perusteella voiman ja jännitteen suhde osoittautui lineaarisiksi myös muissa tapauksissa. Tämä kertoo siitä, että kalibrointimenetelmä oli tähän tilanteeseen hyvin sopiva. Lineaarisuuden johdosta tuloksia voidaan myös pitää luotettavina.

4.1.2 Siirtymäanturit

Venymäliuska-anturien lisäksi mittauksessa käytettiin yhteensä 20 siirtymäanturia siten, että kumpaankin kieleen asennettiin 10 anturia. Niillä mitattiin kummankin kielen poikittaissuuntaista liikettä vaihteen käytön aikana. Tässä työssä käytetty turvavaihte on junaylityksen aikana aina suoraan ajettavassa asennossa, joten liikkeitä ei tarvitse mitata kuin tässä yhdessä vaihteen asennossa. Analysoinnin kannalta on kuitenkin tärkeää anturoida vaihte siten, että myös vaihteen käännön aikaiset siirtymät saadaan tallennettua ainakin toisesta kielestä. Tämä auttaa huomattavasti analysoinnissa, sillä vaihteen kääntöliikkeiden avulla antureita voidaan kalibroida ja testata muutenkin niiden toimivuutta. Näiden syiden takia vaihteen vasen ja oikea kieli anturoitiin erityyppisillä antureilla. Vaihteen kärjestä päin katsottuna vasen kieli anturoitiin siten, että siihen kiinnitetyt anturit seuraavat liikkuvaa kieltä koko ajan, myös vaihteen käännön aikana. Vaihteen käännön aikana kielen kärjen liike on noin 160–170 mm, joten anturin liikealueen täytyy olla noin 200 mm luokkaa. Varsinaisen junaylityksen aikana mittausalue on kuitenkin pieni, joten anturin täytyi olla kokoonsa nähden tarkka.

Siirtymäanturien asennuksessa täytyi ottaa tietenkin huomioon myös se, että antureiden rungot eivät saa missään tilanteessa törmätä liikkuviin kieliin ja estää vaihteen toimintaa. Myös tämä seikka selittää pitkän anturin käyttöä kärjestä päin katsottuna vasemmassa kielessä, joka on nähtävissä kuvassa 49.



Kuva 49. Junan ylityksen aikana kiinni olevan kielen siirtymäanturi.

Kärjestä päin katsottuna oikean kielen anturointiin käytettiin vuorostaan lyhyempää anturia, joka näkyy kuvassa 50. Tämän anturin liikevara ei riittänyt kielen seuraamiseen koko liikealueella, joten siirtymiä pystyttiin mittaamaan vain auki olevassa asennossa. Oikea kieli on kuitenkin käytön aikana aina auki olevassa asennossa, joten kielen siirtymiä ei ollut tarpeen mitata kielen ollessa kiinni.

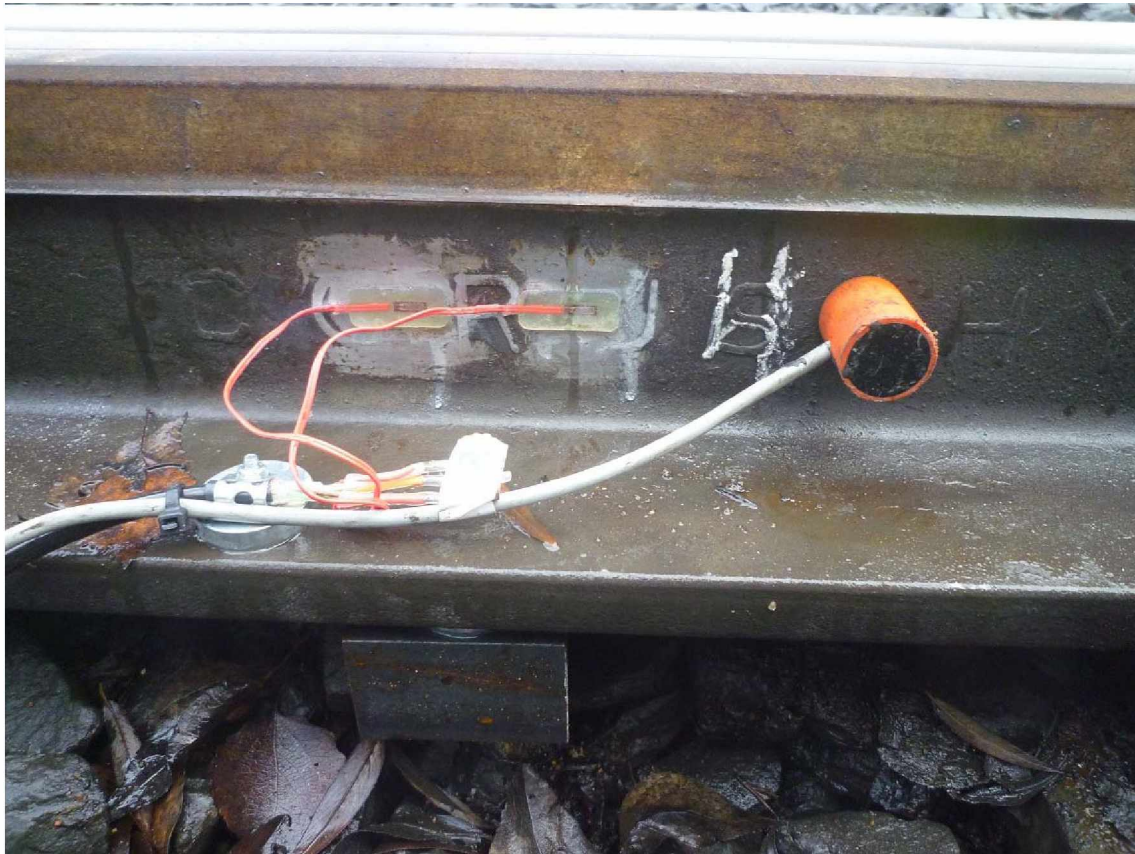


Kuva 50. Junan ylityksen aikana auki olevan kielen siirtymäanturi.

Anturin sensoritanko on asennettu runkoonsa jousikiinnitteisesti, joten kielen auetessa anturi osuu kieleen ja seuraa sen liikkeitä jousivoiman avulla. On hyvä huomata, että kuvien 49 ja 50 ottohetkellä vaihde on luonnollisesti ollut turva-asennossa, joten varsinaisella mittaushetkellä vaihde on päinvastaisessa asennossa.

4.1.3 Kiihtyvyyssanturit

Näiden anturien lisäksi vaihteeseen asennettiin vielä yhteensä 32 kiihtyvyyssanturia. Näistä antureista 10 kiinnitettiin käytön aikana avoimena olevaan kieleen ja ne tuottivat tässä mittauksessa lähinnä lisätietoa, jonka avulla voitiin varmistaa toisten antureiden mittaustietojen luotettavuutta yksittäisissä kohdissa. Kuvassa 51 on hyvä esimerkki kohdasta, johon on asennettu rinnakkain kiihtyvyyssanturi, venymäanturi sekä siirtymäanturi.



Kuva 51. Anturoinnin rinnakkaisuus vaihteen avoimessa kielessä

Kiihtyvyyssantureista suurin osa, eli 22 kappaletta, asennettiin kiinni ratapölkkyyn, jossa ne antoivat tietoa lähinnä koko vaihderakenteen pystysuuntaisesta siirtymistä ja voimista. Vaihteen pystysuuntaisen käyttäytymisen mittaaminen ei varsinaisesti kuulunut tämän työn ydinalueisiin, mutta se tulee varmasti olemaan hyvin olennaista tietoa ajatellen tulevaisuuden jatkotutkimuksia vaihteisiin liittyen.

4.2 Mittausjärjestelmä

Vaihteen käyttäytymistä mitattiin siis suurella määrällä antureita. Suuresta määrästä antureita saadaan koko ajan myös suuri määrä dataa, jolloin datan hallintaan ja tallentamiseen on kiinnitettävä huomiota. Tätä varten mittauksen avuksi luotiin Dasy-Lab-ohjelmalla älykäs mittausjärjestelmä, joka valvoi kaikkien antureiden antamaa dataa reaaliajassa ja jakoi tiedon sopivan kokoisiksi paloiksi, joista se sitten tarpeen tullen pystyttiin tallentamaan signaali kerrallaan. Datan hallinnassa tärkeimmäksi seikaksi muodostui edellä esitettyjen erilaisten anturien mittausdatan erottelu ja jaottelu toisistaan. Kaikilta antureilta mitattiin niille annettavan syöttöjännitteen ja niistä ulos tulevan jännitteen muutosta, mutta tämä muutos on ymmärrettävästi hyvinkin erilaista anturityypistä riippuen, joten selkeä erottelu oli tarpeen.

Tiedon tallentamisen ja myöhemmin sen analysoinnin kannalta oli hyvin tärkeää ymmärtää, että näin suuren datamäärän tallentaminen yhtäjaksoisesti ei kannata. Vaihteen kielet ovat kuitenkin suurimman osan ajasta täysin paikoillaan, jolloin yhtäjaksoinen tallentaminen tuottaisi vain suhteettoman suuren määrän täysin analysoinnin kannalta merkityksetöntä dataa. Mittauksen tehokkuuden kannalta onkin järkevää

tallentaa dataa vain vaihteen käännön ja junaylitysten aikana, jolloin kaikki tallennettu data on analysoinnin kannalta kiinnostavaa.

Tässä mittauksessa datan tallentamisen aloittaminen ja lopettaminen liitettiin mittausjärjestelmässä suoraan tiettyjen antureiden antamaan dataan. Vaihdealueen kummassakin päässä olleet punnitusanturit toimivat junaylityksen aikana tallennuksen aloitus- ja lopetusajankohdan antajina. Antureiden signaaleja valvova mittausjärjestelmä ohjelmoitiin siten, että kaikkien signaalien tallentaminen alkoi heti, kun punnitusanturin antama signaali kasvoi sille annettua raja-arvoa suuremmaksi. Tallennus voitiin asettaa muutaman sekunnin mittaiseksi, jonka aikana junan seuraava pyöräkerta ehti jo tulemaan punnitusanturille jatkaen tallentamista ehdon mukaan. Tallennus loppui vasta siinä vaiheessa, kun kummastakaan punnitusanturista ei saatu enää rajan ylittäviä signaalien arvoja asetun aikarajan sisällä.

Jotta myös vaihteen käännön aikaiset tapahtumat saatiin tallennettua tehokkaasti, täytyi tallentamiseen luoda myös toinen aloitusehto. Vaihteen käännöt saatiin tallennettua seuraamalla vaihteenkääntölaitteen käyttötankojen vieressä olevien siirtymäanturien arvoja. Mittausjärjestelmälle syötettiin siirtymäanturien pääteasemien paikat vaihteen ollessa turva-asennossa ja ajettavassa asennossa. Näiden tietojen pohjalta tallennus voitiin aloittaa, kun signaalien arvo poikkesi riittävästi näistä pääteasemien arvoista.

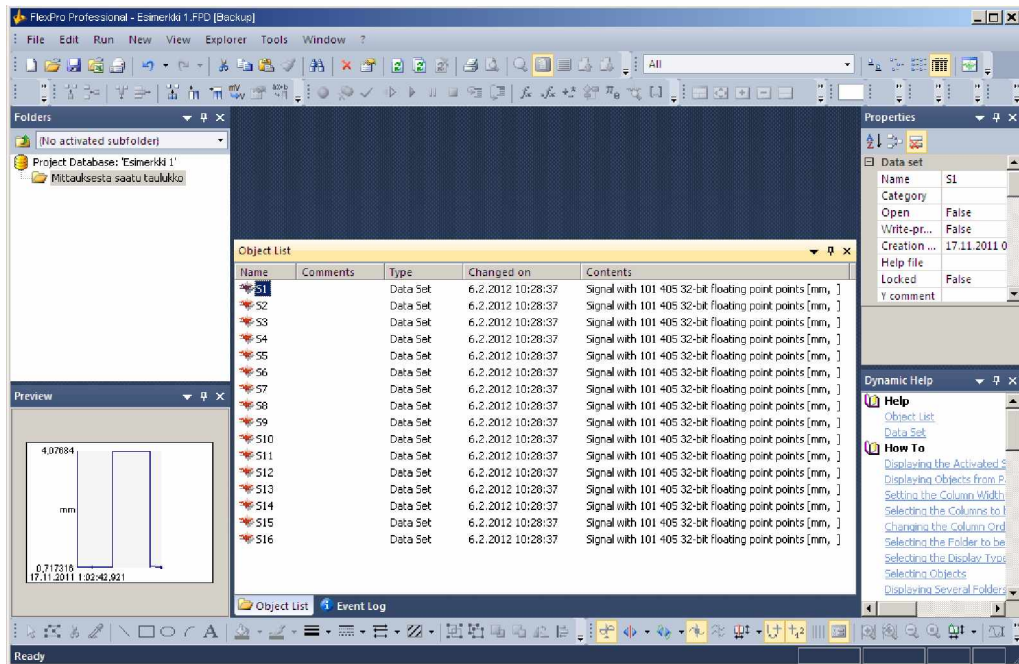
Näiden ehtojen lisäksi mittausjärjestelmä tallensi omaan muistiinsa noin kahden sekunnin jatkuvaa datapuskuria, jolloin tallennusehdon toteutuessa tiedostoon pystyttiin tallentamaan myös sillä hetkellä puskurissa olevat arvot. Näin kaikki junaylitykset ja vaihteen käännöt pystyttiin tallentamaan tehokkaasti ilman suurta määrää ylimääräistä dataa.

Data tallennettiin yhteensä kolmella eri tietokoneella, jotka jakoivat antureilta saatavan datan viiteen erilliseen tiedostoon. Mittauksen päätietokone hallitsi ja tallensi siirtymäanturien sekä venymäanturien mittausdataa, eli yhteensä 38 signaalia. Ne jaettiin kolmeen eri tiedostoon siten, että kahteen ensimmäiseen tiedostoon tallennettiin 16 signaalia ja viimeiseen 6 signaalia. Kaksi muuta konetta huolehti kummatkin itsenäisesti 16 kiihtyvyyssanturin mittausdatan tallentamisesta. Jokaisen tiedoston maksimikooksi asetettiin noin 6 megatavua, jonka jälkeen aloitettiin uusien tiedostojen kirjoittaminen. Tällä tavoin mitattu data saatiin pilkottua järjestelmällisesti tarpeeksi pieniin paloihin, jotta sitä on helpompi käsitellä analysointiohjelmistolla.

5 Vaihteen yleinen värähtelykäyttäytyminen

Edellä esitetty mittauslaitteisto mittasi ja tallensi siis yhteensä 70 anturin voimin vaihderakenteen poikittaissuuntaista värähtelykäyttäytymistä aikajaksolla 11.11.2011–6.12.2011. Tämän jakson aikana dataa kertyi huomattava määrä, sillä mitausjärjestelmä tallensi junien yliajotilanteita tiedostoon yhteensä toista sataa kappaletta. Mittaukset suoritettiin melko vaativissa oloissa, sillä suuret sademäärät sekä ulkoilman lämpötilan vaihtelut nollan asteen molemmin puolin rasittivat antureita suuresti ja saattoivat aiheuttaa antureiden mittaamiin arvoihin hetkellisiä virheitä ja häiriöitä. Tämä täytyi ottaa huomioon ryhdyttäessä analysoimaan antureilta saadun tiedon luotettavuutta. Yleiskuvan muodostamisen jälkeen voitiinkin todeta, että osa antureiden antamasta mittausdatasta on lähinnä kosteuden ja sähköisten häiriöiden takia epäluotettavaa. Kattavan mittautulosten analysoinnin kannalta oli alusta asti hyvin tärkeää löytää mittausjaksolta sellaiset ajanhetket, jolloin kaikki anturit antoivat varmasti luotettavaa dataa. Mittauksen loppuvaiheessa antureiden luotettavuus oli jo melko huonolla tasolla, joten näitä arvoja ei enää haluttu käyttää analysoinnissa. Näiden luotettavuuteen perustuvien pohdintojen jälkeen päätettiin, että tulosten analysoinnissa käytetään pääasiallisena aikavälinä jaksoa 15.11–30.11.2011, jolloin anturien antaman datan luotettavuus oli parhaimmillaan.

Tulosten analysointi suoritettiin FlexPro-nimisellä ohjelmistolla, joka on kehitetty nimenomaan tämän tyyppisen datan analysointiin, esittämiseen ja hallintaan. Dataa tallennettiin taulukkomuodossa, jossa jokaisen anturin signaali oli omassa sarakkeessaan. Kuvassa 52 on nähtävillä esimerkkitapaus, jossa FlexPro-ohjelmalle on tuotu mittausjärjestelmän tallentama taulukko, jonka ohjelma jakaa automaattisesti taulukon sisältämiin 16 erilliseen signaaliin. Tämän automaattisen jaon avulla päästään hyvin nopeasti käsiksi yksittäisen anturin mittaamaan dataan, jota voidaan ohjelmassa tarvittaessa käsitellä tai esittää sitä sellaisenaan erilaisten kuvaajien avulla. Ikkunanäkymän vasemmassa alareunassa on esikatselutyökalu, jossa näkyy valitun signaalin data tai signaaleja muokkaavien yhtälöiden tulos piirrettynä kuvaajaan. Tämän työkalun avulla voidaan nopeasti havaita, jos mitatussa datassa on joitakin häiriöitä tai muita epäkohtia verrattuna normaaliin käyttäytymiseen. Tämä tietenkin edellyttää, että tunnetaan normaali käyttäytyminen.



Kuva 52. FlexPro-ohjelman ikkunanäkymä. Kohdassa "Folders" näkyy ohjelman tuotu taulukko, joka on jaettu taulukon sisältämiin 16 erilliseen signaaliin S1–S16.

Tästä päästäänkin kiinni todella oleelliseen asiaan, eli minkälaista on vaihderakenteen normaali värähtelykäyttäytyminen. Vaihteen yleisen toiminnan ja tässä työssä suoritettun analysoinnin kannalta tämän asian määrittäminen on ensisijaisen tärkeää. Mittausten aikana saatiin vaihteen eri osille monenlaisia siirtymiä ja rasiituksia, mutta näitä tuloksia on lähtökohtaisesti hyvin vaikea lähteä arvioimaan tai vertailemaan, kun tämän tyyppisen vaihteen normaalista värähtelykäyttäytymisestä ei ollut tutkimuksien alussa käytännössä minkäänlaista tietoa. Mitattuja arvoja voidaan tietenkin verrata Aalto-yliopiston tutkimuksissa [1] saatuihin tuloksiin, mutta ne eivät anna paljoakaan tietoa vaihteen käyttäytymisestä todellisten junakuormitusten alaisina, sillä niissä vaihdetta rasiitettiin tahallisesti vaihteen aukeamiseen asti.

5.1 Mitatun datan analysointitapa

Analysoinnin johdonmukaisen etenemisen helpottamiseksi ongelmat pyrittiin jakamaan tiettyihin vaiheisiin. Analysoinnin ensimmäisessä vaiheessa pyrittiin pohdinnan avulla määrittelemään mahdollisimman tarkasti vaihderakenteen yleisen värähtelykäyttäytymisen mallit. Ongelmana tässä on se, että mittauksiin lähdetessä ei tiedetty, onko vaihderakenteen värähtelyllä edes olemassa minkäänlaista yleistä värähtelykäyttäytymistä vai värähtelee kiellet joka junanlityksellä sattumanvaraisesti. Tähän ongelmaan lähdettiin pureutumaan junien aiheuttamien kuormitusten kautta. Vaihteen yleisen värähtelykäyttäytymisen selvittämiseksi on tärkeää lähteä liikkeelle mahdollisimman yksinkertaisesta ja toistuvasta staattisesta kuormitustilanteesta ja vertailtava, toistuuko vaihderakenteen värähtely samanlaisena kuormituksen toistuksessa. Kuormituksen pitäisi olla siis usein toistuvaa rasiitusta, joka pysyisi mahdollisimman samanlaisena kerrasta toiseen, eikä rasiitaisi ratarakennetta aivan äärimmilleen.

Näiden syiden perusteella on hyvin perusteltua edetä analysoinnin toiseen vaiheeseen, jossa tutkimuskohteeksi voidaan valita henkilöjunien aiheuttaman kuormituksen vaikutukset vaihteessa. Tämän kyseisen vaihteen yli ajavista junista valtaosa on henkilöjunia, joten niiden aiheuttama kuormitus on vaihteelle ainakin hyvin tyypillistä. Suurin syy henkilöjunien tutkimiselle yleisen käyttäytymisen yhteydessä on kuitenkin se, että niiden vaunukokoonpanot, ja sitä kautta kuormitukset, toistuvat käytännössä melkein samanlaisina päivästä toiseen. Tämä tarkoittaa sitä, että esimerkiksi junanumerolla 917 liikennöivä henkilöjuna koostuu aina veturista ja 4–7 samantyyppisestä henkilövaunusta. Tavarajunien kohdalla vaunutyyppit saattaa muuttua vuorostaan päivittäin ja niiden paino riippuu suuresti kunkin vaunun kuormausasteesta. Tämän takia tavarajunien kuormituksista on vaikea luoda mitään yleistä käyttäytymisen mallia.

Henkilöjunat muodostavat kerta toisensa jälkeen kohtalaisen samanlaisen kuormituksen ratarakenteeseen, jolloin analysoinnin kolmannessa, ja viimeisessä, vaiheessa henkilöjunien synnyttämää värähtelyä voidaan vertailla suhteessa toisiinsa. Tällöin saadaan selville, onko rakenteen värähtelykäyttäytymisessä todellisuudessa joitakin selkeitä yleispiirteitä tai värähtelyn muotoja, jotka toistuvat valtaosassa kuormituksia.

Kokonaisen henkilöjunan rataa aiheuttama nauhamainen junakuorma on yksinkertaisesta vaunukokoonpanosta huolimatta kuitenkin kohtalaisen pitkäkestoinen kuormitus. Tästä syystä analysoinnin toinen päävaihe täytyy jakaa vielä pienempiin osakokonaisuuksiin, jotta tunnettaisiin mahdollisimman hyvin rataa rasittavat kuormitukset vertailuajanhetkellä.

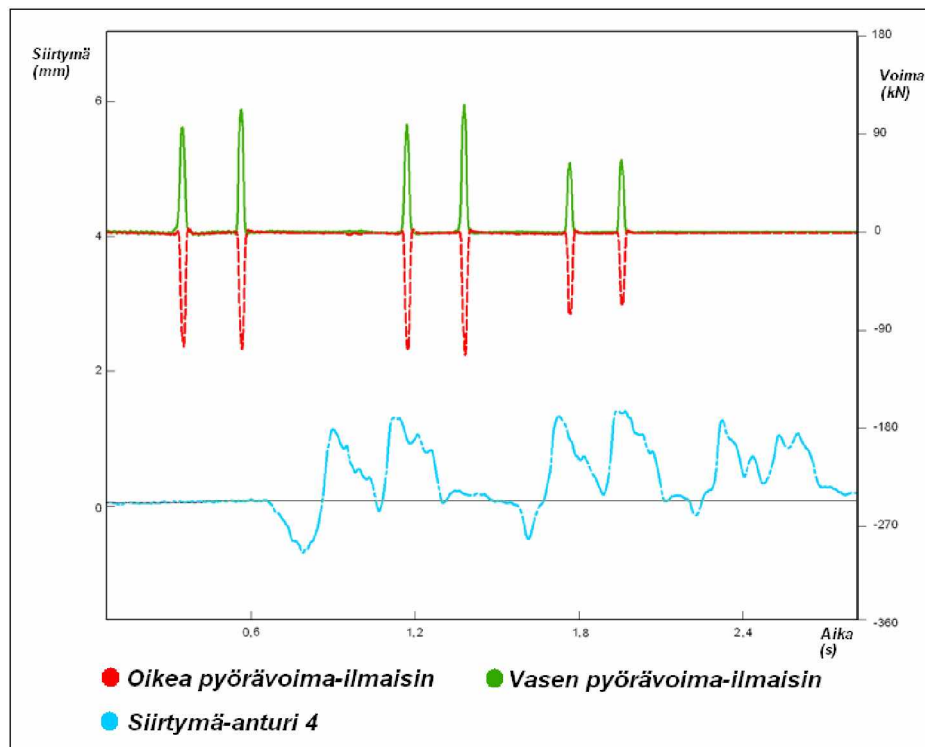
Ratarakenteen tiettyyn kohtaan vaikuttavista kuormitustilanteista voidaan tiettyinä osakokonaisuutena ajatella ja tutkia vain vaihteeseen saapuvan junan veturin aiheuttamaa kuormitusta. Tämä on kuormitukseltaan koko junaa huomattavasti yksinkertaisempi ja lyhytkestoisempi kokonaisuus, jonka aiheuttama värähtely on helpompi käsitellä ja ymmärtää. Veturien akselipainot ovat käytännössä koko liikenteellä hyvinkin yhtenäiset, joten tätä tilannetta tutkimalla pystytään näkemään tunnetun staattisen voiman vaikutus radan käyttäytymiseen. Tukikiskossa kiinni oleva kieli käyttäytyy kuorman alla hyvin eritapaisesti kuin tukikiskosta irti oleva kieli, joten nämä on myös syytä jakaa analysoinnin kannalta eri osakokonaisuuksiksi. Seuraavissa kappaleissa näitä osakokonaisuuksia on käsitelty erikseen.

5.2 Kiinni olevan kielen käyttäytyminen

Kiinni oleva kieli on suoraan kosketuksissa junan pyörän kanssa, jolloin siihen kohdistuu myös suora kuormitus pyörästä. Auki olevaan kieleen ei kohdistu suoranaista kuormitusta junan pyörästä, vaan kaikki sen rasitukset ovat johtuneet kieleen vaihteen rakenteiden, kuten Railexin ja pölkköjen, kautta. Tästä syystä on ensin hyvä tutkia suoranaisten kuormitusten vaikutusta kiinni olevassa kielessä ja tutkia se jälkeen, miten nämä voimat johtuvat toiselle puolelle ja vaikuttavat auki olevan kielen käyttäytymiseen.

5.2.1 Siirtymät ajettaessa vastavaihteeseen

Kuvassa 55 on esitetty FlexProlla tuotetun kuvaajan avulla vaihteen kärjestä päin katsottuna vasemman eli kiinni olevan kielen käyttäytymistä 4. siirtymäanturin (ks. Liite 1) kohdalla veturin ajaessa vaihteeseen kielen kärkien suunnasta eli Turusta päin. Kuvassa näkyy myös Turun puoleisten pyörävoima-ilmaismien antamat signaalit, joista nähdään jokaisen pyörän saapumisajankohta ja niiden aiheuttama kuormitus vaihteen päissä. Kuvaan 53 valitun ajan kuluessa punnitusantureiden ohi kulkee yhteensä 6 pyöräkertaa (Sr2-veturi + Ed-matkustajavaunun etuteli), joiden vaikutus näkyy myös siirtymäanturin mittamassa datassa.

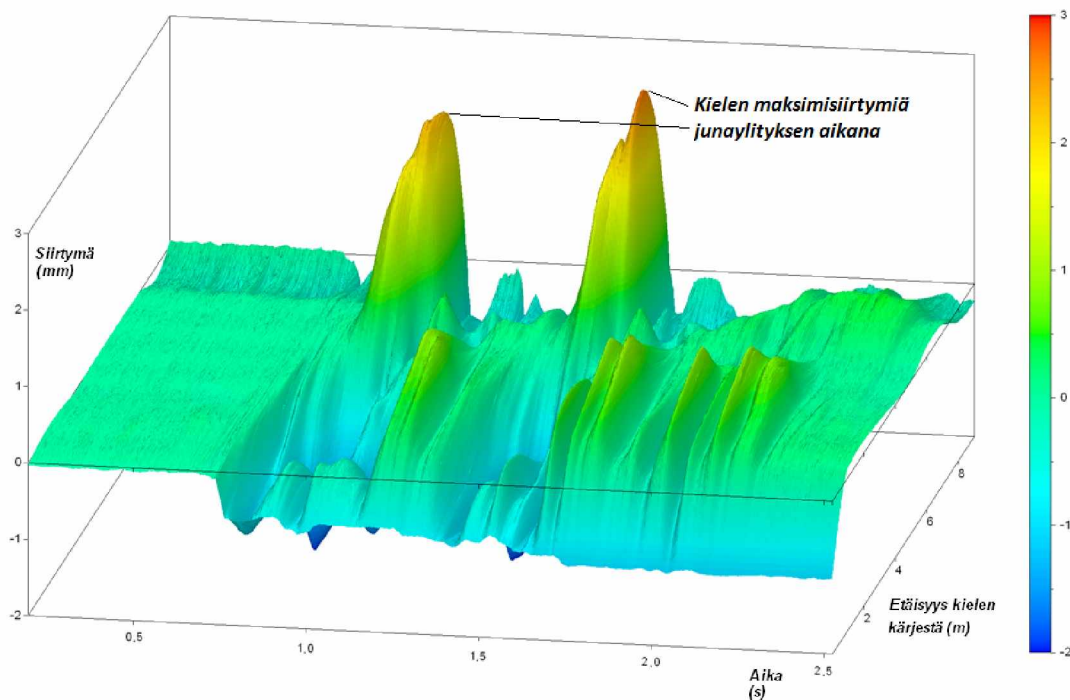


Kuva 53. Kiinni olevan kielen käyttäytyminen 4.siirtymäanturin kohdalla junan tullessa vaihteeseen Turun suunnasta. Kielen siirtymän negatiiviset arvot tarkoittavat liikettä, joka suuntautuu kohti tukikiskoa ja positiiviset arvot tukikiskosta pois päin.

Siirtymä-anturin mittaamasta datasta saadaan heti pientä selvyyttä kielen käyttäytymisestä junakuormien alla. Signaalissa on selkeästi havaittavissa tasaisin väliajoin nopeita siirtymän muutoksia, jotka viittaaisivat yli kulkeviin pyörien vaikutukseen. Jotta tähän voitaisiin pureutua tarkemmin, täytyy määrittää ajanhetket, jolloin junan kukin pyörä on kuvassa näkyvän 4. siirtymä-anturin kohdalla. Tätä varten täytyy tietää junan nopeus vaihteessa, joka saadaan selville aikavälistä, joka junalla kestää kulkea Turun puoleisilta punnitusantureilta Tampereen puoleisille punnitusantureille. Tämä nopeuden perusteella voidaan sanoa, että junan ensimmäinen pyörä on siirtymä-anturin kohdalla juuri, kun siirtymä saavuttaa pienimmän arvonsa, eli kuvaajasta katsottuna noin ajanhetkellä 0,8 s. Tämän jälkeen muut pyörät saavuttavat siirtymä-anturin punnitusantureista nähtävällä taajuudella. Veturin ensimmäisen telin pyörät ovat täten siirtymä-anturin kohdalla noin ajanhetkillä 0,8 s ja 1,0 s, sekä toisen telin pyörät ajanhetkillä 1,65 s ja 1,85 s. Näillä ajanhetkillä anturin mittaamassa siirtymän arvossa on selkeät alaspäin suuntautuvat piikit, jotka siis ilmaisevat, että kieli liikkuu aina kohti tukikiskoa pyörän ollessa anturin kohdalla. Samassa telissä olevien pyörien

välissä kieli siirtyy anturin datan mukaan voimakkaasti tukikiskosta poispäin, mutta kahden telin välissä kieli ehtii palautua suurin piirtein alkuasemaansa, josta se sitten jälleen tekee samantyyppisen liikkeen seuraavan telin kuormituksen aikana. Kielen käyttäytymisessä on tällä kohtaa siis havaittavissa ainakin kuvan 55 perusteella jonkinlaista toistuvuutta kokonaisen telin ylittäessä mittauskohdan.

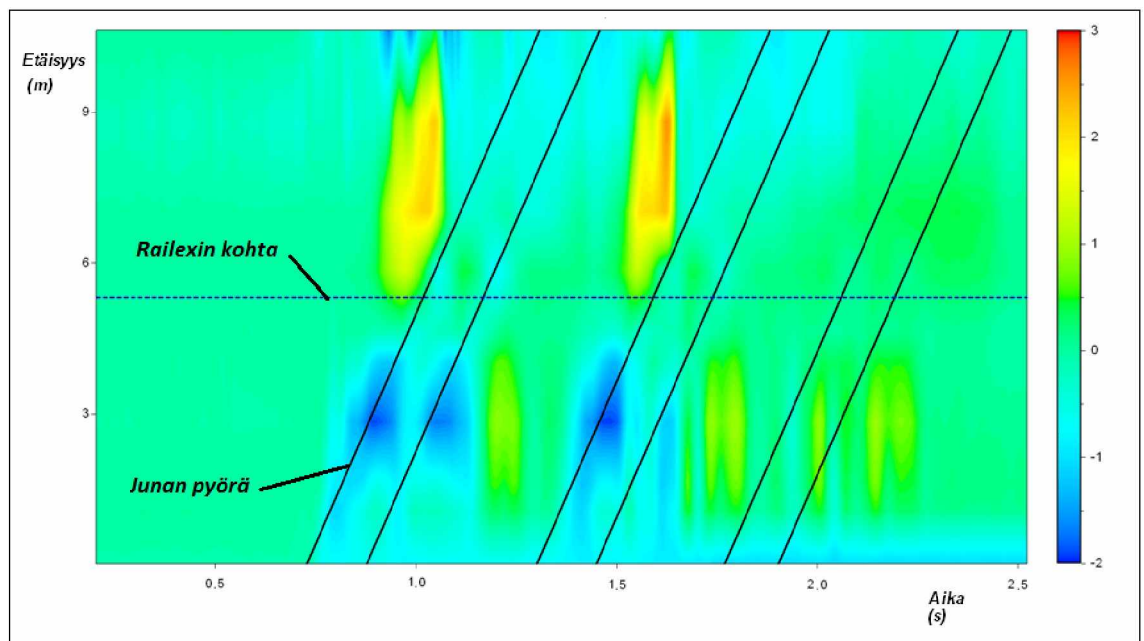
Kuva 53 osoittaa kielen käyttäytymistä vain yhden anturin kohdalla, joten kielen yleisestä käyttäytymisestä ei tämän kuvan perusteella voida vielä paljoakaan sanoa. Tällainen yksittäisen kohdan tarkasteleminen auttaa kuitenkin paljon hahmottamaan kielessä tapahtuvien liikkeiden suuntia ja suuruusluokkaa, joiden perusteella käyttäytymistä voidaan analysoida syvällisemmin ja luoda moniulotteisimpia kuvaajia. Haettaessa kokonaisen kielirakenteen yleistä käyttäytymismallia, täytyy kuvaajassa näkyä käytännössä kaikkien kieleen kiinnitettyjen siirtymäanturien liike samanaikaisesti. Tällaisen kuvan avulla nähdään paremmin, toistuvatko kuvassa 53 näkyvät liikkeet koko kielen matkalla, vai ovatko ne paikallisia värähtelyjä. Kaikkien kieleen kiinnitettyjen anturien samanaikainen analysointi vaatii siis periaatteessa kymmenen anturin tutkimista rinnakkain. Tällöin ne on järkevintä esittää kolmiulotteisen kuvan avulla, jossa käytännössä piirretään kaikista kymmenestä anturista kuvan 53 mukainen tasokuva ja yhdistetään ne syvyysuunnassa yhdeksi kuvaksi. Kuvassa 54 on tämän idean mukaan esitetty pelkästään vasemman puoleisen kielen siirtymät koko kielen matkalla äskeisessä tilanteessa.



Kuva 54. Kiinni olevan kielen käyttäytyminen junan tullessa vaihteeseen Turun suunnasta. Kielen siirtymän negatiiviset arvot tarkoittavat liikettä, joka suuntautuu kohti tukikiskoa ja positiiviset arvot tukikiskosta poispäin.

Jos tätä vertaa edellä esitettyyn kuvaan 53, voidaan nähdä, että x- ja y-akseleilla on täysin samat yksiköt, joiden lisäksi kuvan syvyysuunnassa (z-akseli) kuvataan eri mittauspisteiden etäisyyttä kielen kärjestä. Siirtymäantureita oli mittauksessa sijoitettu yhteensä noin 10,5 m matkalle, joiden kaikkien mittausdata on siis näkyvissä

kuvassa 54. Suhteessa tasokuvaan (kuva 53) tämä havainnollistaa jo paljon paremmin kielen liikettä kokonaisuudessaan junakuormien alla ja siitä voi helposti nähdä kuvaankin merkityt siirtymän maksimi-arvot. Tämä kuva ei ota kuitenkaan millään tavalla kantaa siihen, millä ajanhetkellä veturin pyörät ylittävät vaihteen. Tästä syystä akseli-kuormitusten ja siitä seuraavien siirtymien yhteyttä ei pystytä kuvasta 54 kunnolla näkemään. Kuvaan pitäisi siis jollain tavalla lisätä vielä pyörien paikat kullakin ajanhetkellä siten, että kuvaaja säilyisi silti vielä ymmärrettävänä ja selkeänä. Kuva 55 kuvaa täysin samaa tilannetta, mutta siihen on lisätty pyörien kulkuhetket, jonka jälkeen kokonaisuutta on selkeintä katsella pyörän liikettä kuvaavassa xz-tasossa (ylhäältäpäin).

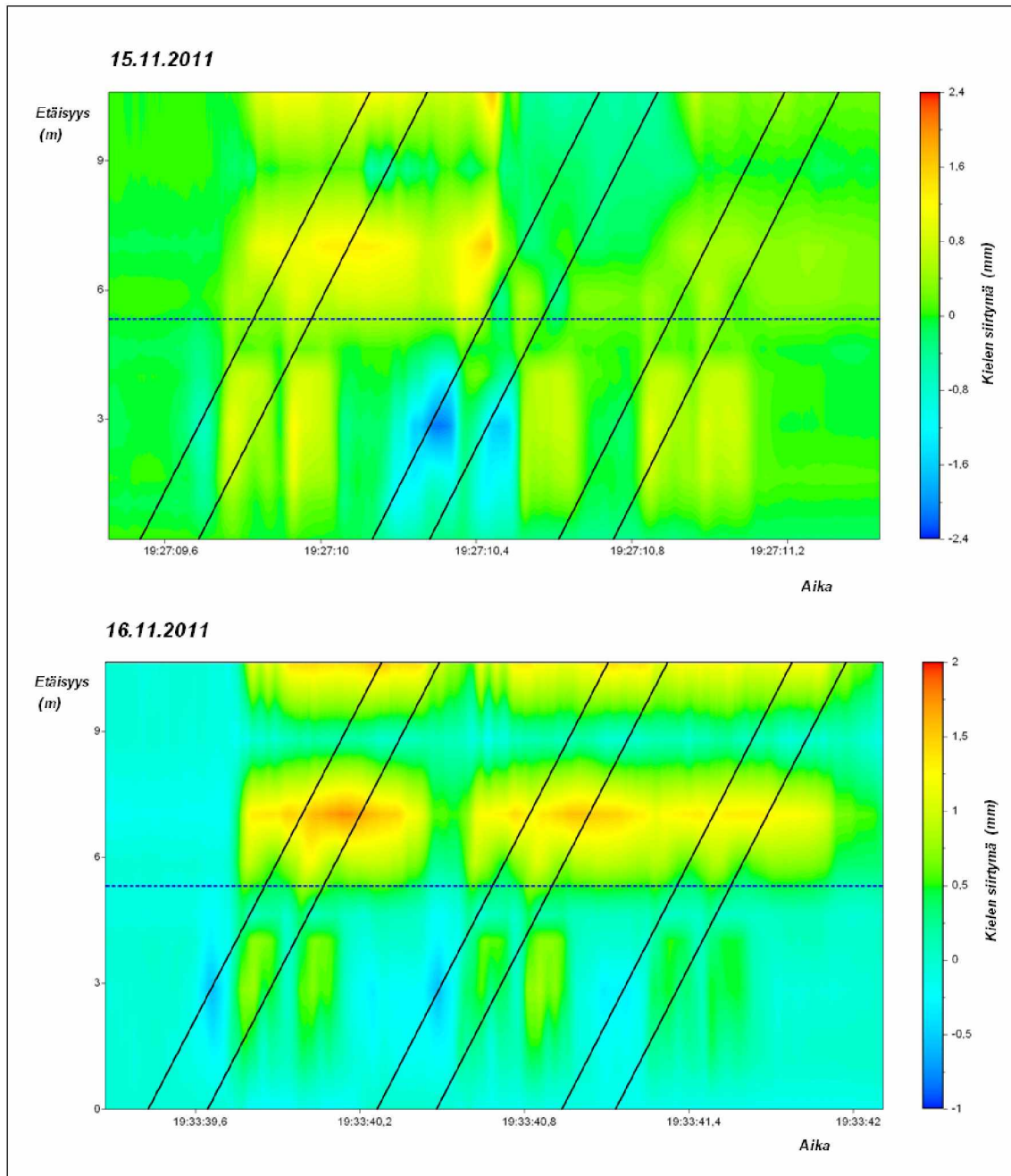


Kuva 55. Kiinni olevan kielen siirtymät sekä pyörien ylitykset xz-tasossa junan tullessa vaihteeseen Turun suunnasta. Kielen siirtymän negatiiviset arvot tarkoittavat liikettä, joka suuntautuu kohti tukikiskoa ja positiiviset arvot tukikiskosta pois päin.

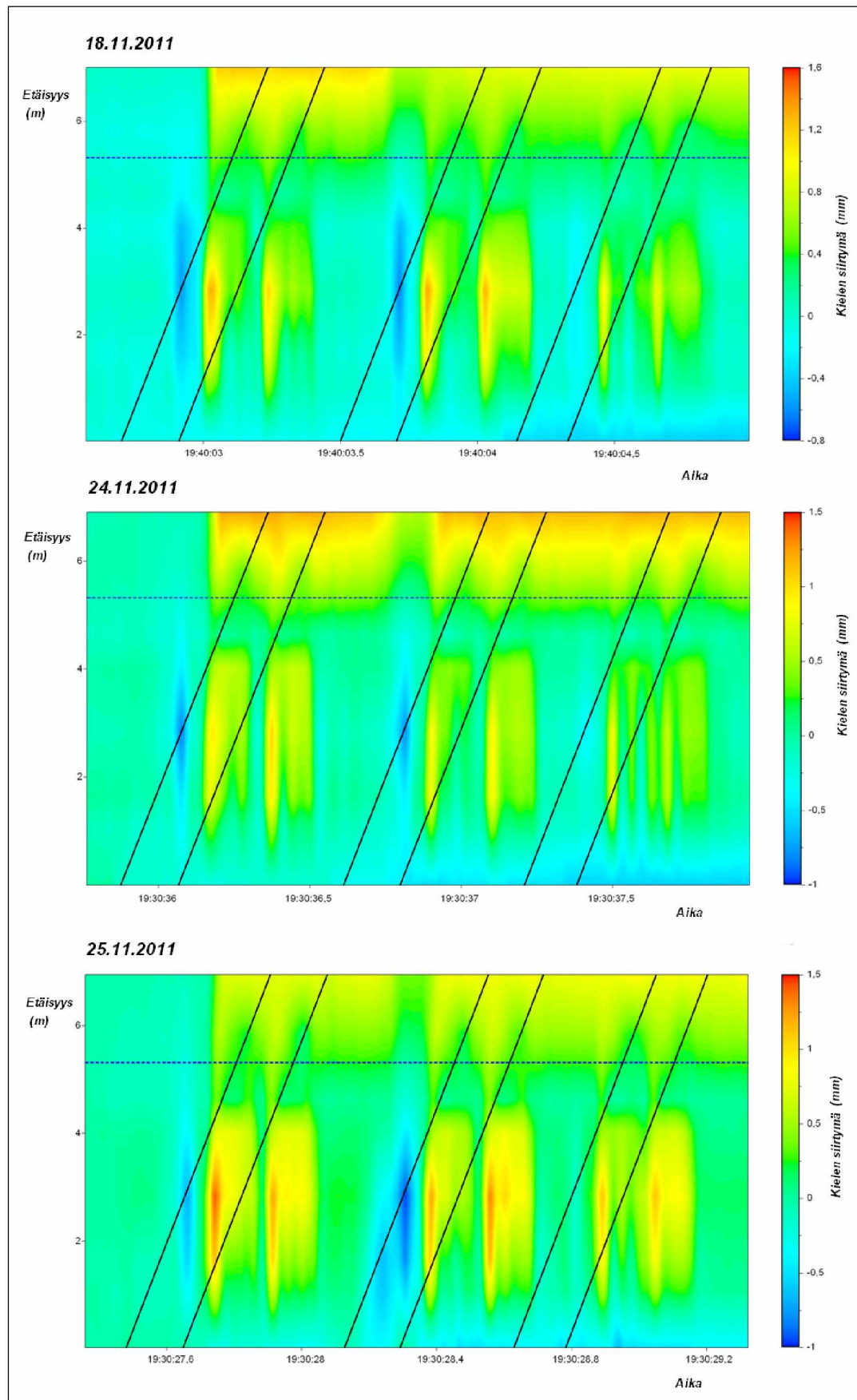
Kuvassa 55 näkyvät mustat viivat kuvaavat junan pyörien etenemistä vaihteen yli. Kuvan keskellä oleva sinertävä katkoviiva kuvaa kääntöavustimen eli Railexin paikkaa vaihteessa. Kuten jo monesti aiemminkin on käynyt ilmi, tämä kohta on vaihteen värähtelykäyttäytymisen kannalta hyvin oleellinen, koska oikea ja vasen kieli ovat kääntöavustimen kohdalta jäykän tangon avulla mekaanisesti kiinni toisissaan. Tämän ansiosta junan aiheuttamat rasitukset ja siirtymät pystyvät siis kulkeutumaan kiinni olevasta kielestä vapaana olevaan kieleen aiheuttaen värähtelyä myös tässä kielessä. Tutkitaan kuitenkin ensin kiinni olevan kielen käyttäytymistä ja keskitytään tämän jälkeen auki olevan kielen liikkeisiin ja rasituksiin.

Yllä olevasta kuvasta nähdään hyvin pyörän kuormituksen ja kielen siirtymän välinen yhteys. Jotta käyttäytymistä voitaisiin analysoida tarkemmin, on syytä tutkia tilannetta useamman junan kohdalla. Kuvissa 56 ja 57 on koottu junanumerolla 927 liikennöivän henkilöjunan kulkua vaihteen yli eri päivinä. Juna kulkee päivittäin vaihteen yli täysin samalla kokoonpanolla (Sr2-veturi + 6 Ed-matkustajavaunua) noin 45–60 km/h nopeudella, joten junasta aiheutuvat staattiset kuormitukset pysyvät kutakuinkin vakioina. Kiinni olevan kielen 9. ja 10. siirtymäanturin (etäisyydet kärjestä 8,81 m ja 10,62 m) mittausdatassa oli mittausjakson edetessä suuria häiriöitä ja hajontaa, joten

niiden mittaama data on jätetty pois kuvan 58 kuvaajista. Aika on esitetty edellisistä kuvista poiketen todellisena kellonaikana.



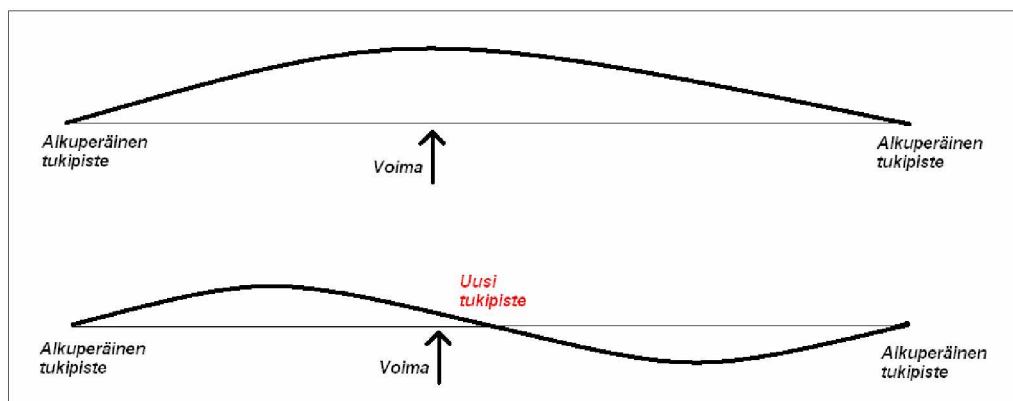
Kuva 56. Kiinni olevan kielen siirtymät 15.11.2011 ja 16.11.2011 junan 927 ajaessa vaihteeseen.



Kuva 57. Kiinni olevan kielen siirtymät 18.11.2011, 24.11.2011 ja 25.11.2011 junan 927 ajaessa vaihteeseen.

Näiden kuvien lisäksi kiskon käyttäytymistä on tutkittu samaan tapaan myös muilla Turusta Tampereen suuntaan kulkevilla henkilöjunilla ja todettu, että kuvaajat ovat hyvin pitkälti edellä esitettyjen kaltaisia. Kuvia 56 ja 57 tulkitsemalla voidaan nähdä tiettyjä toistuvia ominaisuuksia kiskon liikkeissä. Ensimmäinen asia, johon on kuitenkin syytä kiinnittää huomiota, on värähtelyn voimakkuus. Jokainen edellä esitetyistä kuvista (kuvat 53–57) on skaalattu kyseisessä junanylityksessä tapahtuvan minimi- ja maksimisiirtymän mukaan, joten skaalaus on hieman erilainen joka kuvassa. Perimmäinen syy tälle on se, että näillä analysointikuvilla pyritään pääsemään ensin kiinni nimenomaan kielen liikkeen suuntiin junan ylityksen eri vaiheissa ja tätä kautta perimmäiseen käyttäytymiseen. Kielen siirtymien lukuarvoja on esitetty myöhemmin taulukkomuodossa, josta käy paremmin ilmi siirtymien suuruuserot kussakin tilanteessa. Kuvien mitta-asteikoita tutkiessa voi kuitenkin hyvin nopeasti huomata, että siirtymät ovat kaikissa tapauksissa hyvin maltillisia. Liikkeen suuntaa mietittäessä voidaan huomata, että kiinni oleva kieli painautuu kohti tukikiskoa ennen Railexia (sinertävät alueet kuvissa). Tämä ilmiö on seurausta siitä, kun pyörä painaa sekä kieltä, että tukikiskoa mennessään pyrkien ikään kuin levittämään raideleveyyttä. Tämä näkyy selkeimmin aina telin ensimmäisellä pyörällä, koska kieli on kutakuinkin paikoillaan ennen tämän pyörän tuloa. Telin toinen pyörä työntää kieltä samalla tavalla kohti tukikiskoa, mutta vaikutus ei näy kuvaajissa samanlaisena, koska kieli ei ole ehtinyt palautumaan alkuasentoonsa ensimmäisen pyöräkerran vaikutuksen jälkeen. Tässä on huomioitavaa myös se, että kieli painuu kohti tukikiskoa yhtenä seisovana aaltona siten, että värähtelyn solmupisteinä toimivat vaihteenkääntölaitteen tankokiinnitykset ja Railexin kiinnityskohta. Kieli ei siis painu tukikiskoa kohti etenevänä aaltona sitä mukaan kun pyörä etenee, vaan liike tapahtuu yhtenä taivutusliikkeenä vaihteenkääntölaitteen ja Railexin välissä.

Tämän tukikiskoon päin suuntautuvan yhden ison taivutusliikkeen jälkeen kieli taipuu yhtenä seisovana aaltona tukikiskosta pois päin. Tämän liikkeen ymmärtäminen onkin jo huomattavasti vaikeampaa, sillä junan pyörä pystyy muodostamaan ulospäin olevan kartiokkuutensa johdosta kieleen ainoastaan tukikiskoon päin olevia voimia. Yksi selitys tämän kaltaiselle kielen liikkeelle on se, että värähtelevään kappaleeseen syntyy jostain syystä kuormituksen aikana uusia tukipisteitä, joiden johdosta kappaleen värähtelymuoto muuttuu. Kuva 58 pyrkii demonstroimaan tällaisen uuden tukipisteen syntyä seurauksia värähtelymuotoon.



Kuva 58. Periaatekuva kielen sivusuuntaisesta taipumamuodon muutoksesta uuden tukipisteen syntyessä

Kuvissa 56 ja 57 näkyvät tukikiskosta poispäin olevat liikkeet voivat hyvinkin johtua tämän kaltaisesta ilmiöstä. Telin ensimmäisen pyöräkerran ollessa noin neljän metrin päässä kielen kärjestä, kieleen syntyy todennäköisesti uusia tukipisteitä. Tämä voi johtua siitä, että akselin paino siirtyy suurin piirtein tällä kohtaa kokonaan vaihteen kielen varaan ja irtoa lopullisesti tukikiskosta. Tämä lisää nopeasti varsinkin kielen pystysuuntaista rasitusta, joka voi muuttaa radikaalisti värähtelytilannetta. Näiden uusien tukipisteiden ansiosta värähtelyn suunta siis muuttuu kärjen ja uusien mahdollisten tukipisteiden välillä. Osa tästä raiteen keskiviivaa kohti olevasta liikkeestä voi tietenkin olla myös pientä vastaliikettä telien ensimmäisten pyörien kohdalla tapahtuvalle tukikiskoon päin olevalle liikkeelle, mutta todellisuudessa ilmiötä ei pysty selittämään pelkän vastaliikkeen avulla. Näiden uusien tukipisteiden syntyminen voi lopulta olla kiinni pienistä asioista, jolloin ne eivät edes välttämättä synny jokaisella junan ylityksellä. Kuvissa 54 ja 55 voidaan nähdä tilanne, jossa uusia tukipisteitä ei luultavasti ole päässyt muodostumaan. Tällöin kieleen ei myöskään pääse muodostumaan tukikiskosta poispäin olevia liikkeitä kärjen ja Railexin väliin.

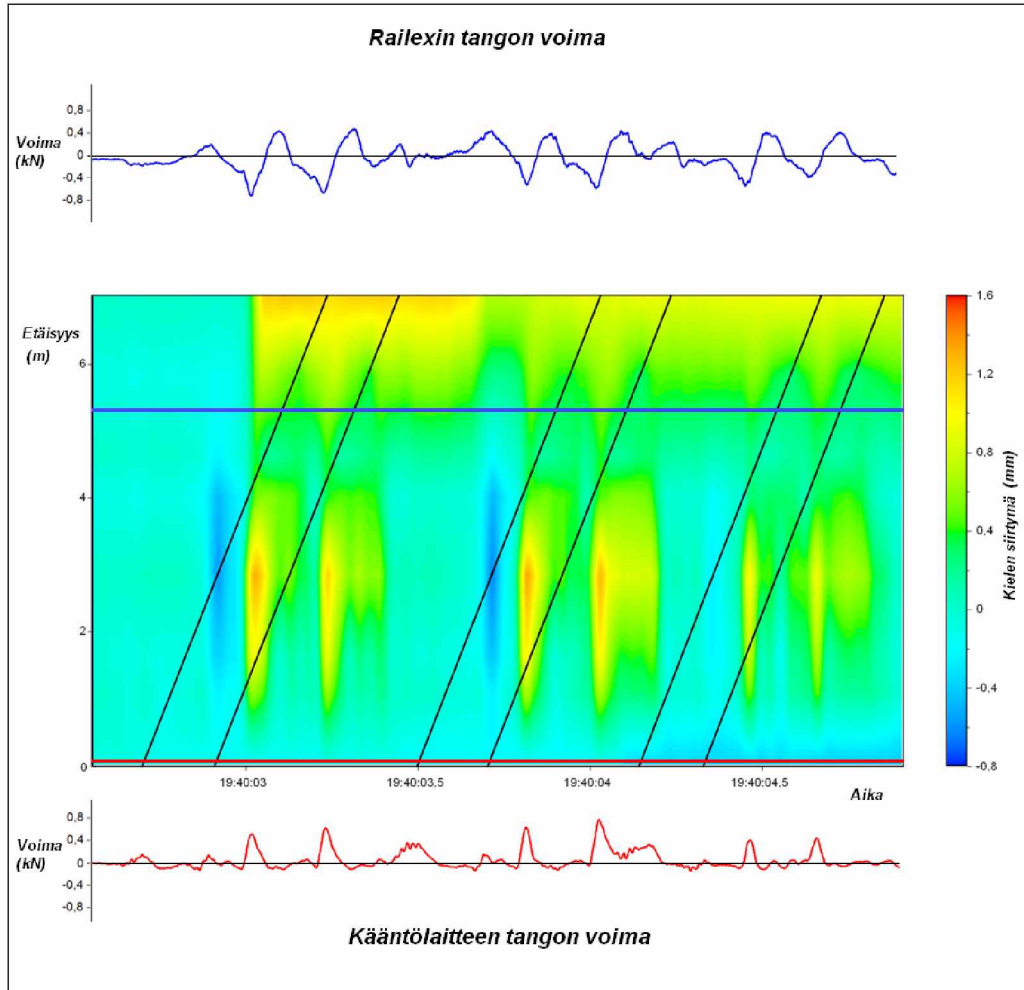
Kuvissa ei ole merkittynä lainkaan kyseisten junien tarkkaa nopeutta. Tämä johtuu täysin siitä, että mittaukset suoritettiin vaihteessa, joka on hyvin lähellä Toijalan asemaa. Tästä syystä vaihteen yli kulkevien junien nopeudet ovat kumpaankin suuntaan kuljettaessa aina huomattavasti alle 100 km/h. Mittauksista saadut tulokset ovat osoittaneet, että junan nopeudella ei ole näin pienissä nopeuksissa suurtakaan merkitystä kielen käyttäytymiseen.

Analysoitaessa Railexin ja kielen kannan välistä käyttäytymistä, suurimman vaikeuden analysointiin tekee kielen kantaan asennettujen antureiden suuret häiriöt mittausjaksolla. Tämä johti siihen, että analysoitavaa dataa kannan alueelta ei ollut saatavilla läheskään yhtä paljoa kuin kielen etuosasta. Tätä ongelmaa pyrittiin ratkaisemaan vertailemalla eri junanumerolla kulkevien veturien käyttäytymistä mittauksen alkupäivinä, jolloin kielen kannan alueen anturit antoivat vielä luotettavaa dataa. Nämä vertailut osoittivat, että edellä olevissa kuvissa (54–56) näkyvät siirtymät edustavat hyvin Railexin ja kielen kannan välisen alueen ominaista käyttäytymistä. Käyttäytyminen perustuu todennäköisesti hyvin paljon samaan ilmiöön kuin edelläkin, mutta siinä on havaittavissa tiettyjä erityispiirteitä. Kieli taipuu jälleen tiettyjen tukipisteiden avulla Railexin jälkeen tukikiskosta poispäin. Kiinnostavaa tässä liikkeessä on se, että kieli ei oikeastaan taivu takaisin tukikiskoa kohti pyörän ollessa tällä kohdalla. Tämä viittaa suuresti siihen, että liikkeen muodostaa jokin muu kuin pyörän akselipainosta syntyvä kuormitus. Jos liike tukikiskosta poispäin muodostuisi siten, että pyörä painaisi kieltä kuvan 58 tavalla tukipisteen yli, liike todennäköisesti häviäisi pyörän liikkeessa tämän tukipisteen toiselle puolelle. Analysoinnissa täytyy ryhtyä siis pohtimaan, mikä muu saattaisi saada aikaan taivuttavia voimia kielessä. Jotta tähän seikkaan päästäisiin paremmin käsiksi, on hyvä ottaa analysointiin mukaan myös seurantajakson aikana mitatut voima-antureiden datat.

5.2.2 Voimat ajettaessa vastavaihteeseen

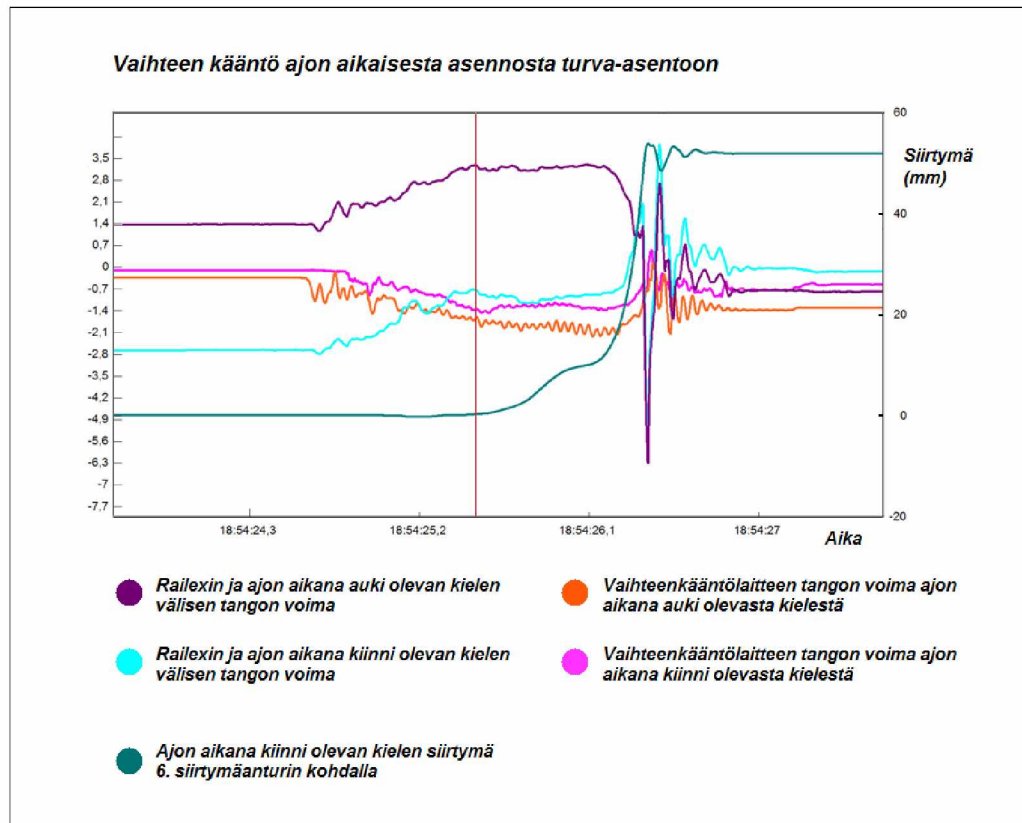
Siirtymien lisäksi vaihteen kriittisimmistä kohdista mitattiin myös niissä syntyviä voimia. Nämä mittaukset kertovat käytännössä, kuinka suuria voimia edellä esitetyt siirtymät saavat aikaan. Vaihteen eri osien jäykkyyserojen takia syntyvä rasitus ja siirtymä eivät kuitenkaan ole aina suorassa suhteessa toisiinsa, jolloin vaihteen osiin saattaa syntyä korkeita rasituksia, vaikka siirtymät eivät olisikaan isoja. Kuvassa 59 nähdään junan 927 aiheuttamat voiman arvot junanylityksen aikana kyseessä olevan kielen kääntötangossa sekä Railexin kiinnitystangossa. Voimat on kuvattu samassa

edellä esitetyn siirtymäkuvaajan kanssa, jotta siirtymän ja voiman välinen yhteys olisi helpommin havaittavissa. Voiman mittauspisteet on merkitty siirtymäkuvaajiin kahdella värillisellä viivalla (sininen ja punainen), jotka vastaavat voimakuvaajien väritystä.



Kuva 59. Kiinni olevan kielen siirtymät ja voimat 18.11.2011 junan 927 ajaessa vaihteeseen. Voiman positiiviset arvot merkitsevät tangon vetokuormitusta ja negatiiviset arvot puristuskuormitusta.

Kuvassa 59 voimien lähtöarvot on skaalattu nollaan, jolloin kuvasta voidaan suoraan nähdä voiman muutos tilanteeseen, jossa junakuormituksia ei ole. Tämä ei tietenkään automaattisesti tarkoita sitä, että tangoissa vallitsisi täysin rasitukseton tila vaihteen ollessa ikään kuin levossa. Todellisuudessa Railexin ja kiinni olevan kielen välissä olevaan tankoon vaikuttaa luvussa 2.3.4 esitetyn mukaisesti koko ajan melko suuri puristusvoima, joka puristaa kieltä tukikiskoa vasten. Railexin ja auki olevan kielen välisessä tangossa on vuorostaan pieni vetokuormitus, joka pyrkii varmistamaan, että tukikiskon ja kielen välinen etäisyys pysyy riittävän suurena. Tankojen voimatasot muuttuvat siis vaihteen kääntötahtuman aikana, jolloin kääntötahtumaa tutkimalla saadaan selville tangossa vallitsevien pitovoimien suuruus. Kuvassa 60 on esitetty kaikkien neljän mittauspisteen voiman arvot vaihteen kääntyessä ajon aikaisesta asennosta turva-asentoon.



Kuva 60. Voiman arvon muutokset neljässä eri mittauspisteessä vaihteen kääntäessä ajon aikaisesta asennosta turva-asentoon.

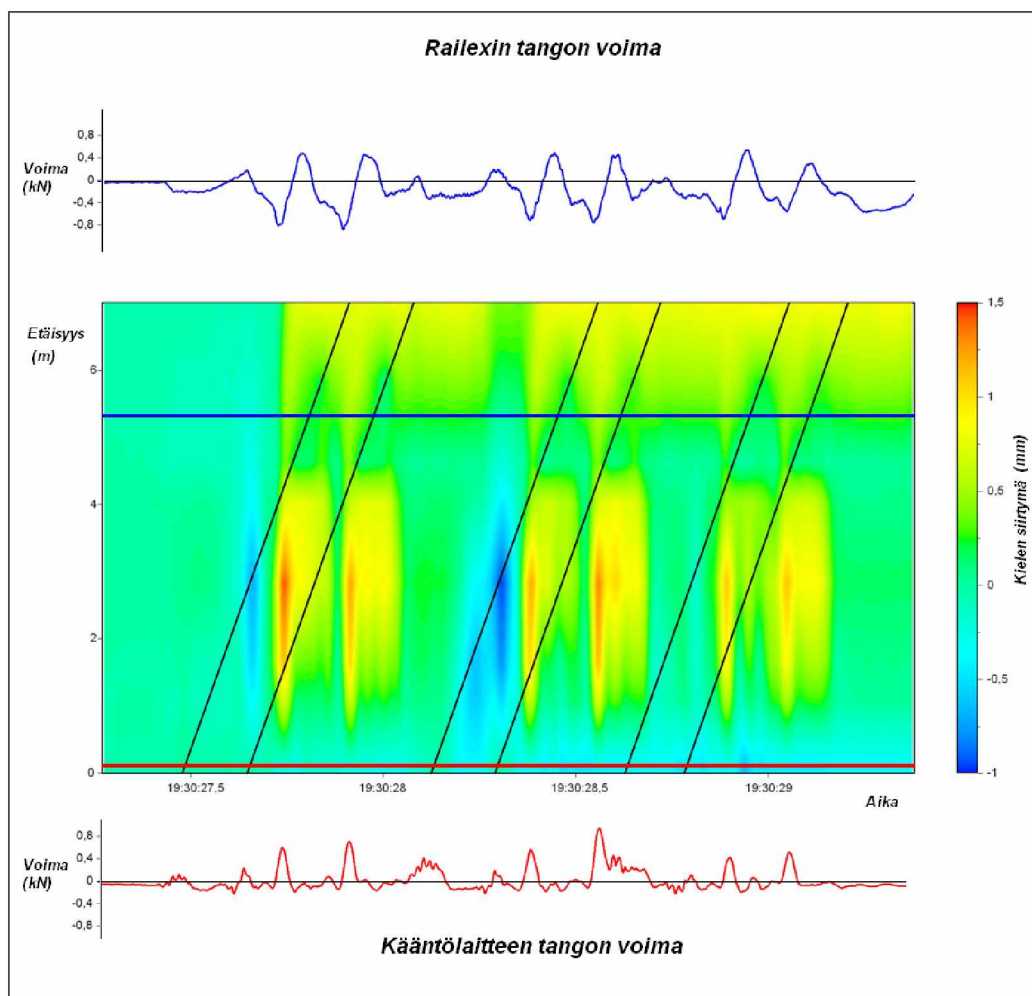
Kuten kuva 60 osoittaa, Railexin tangon voimissa tapahtuu käännön aikana hyvinkin suuria muutoksia tangon eri puolilla. Kuvan lähtötilanteessa, eli ajon aikaisessa tilanteessa, puristuskuorma kohdistuu luonnollisesti siinä tilanteessa kiinni olevaan kieleen. Vaihteen käännön aikana puristusvoima siirtyy toiselta puolelta toiselle. Kuvaan 60 on merkitty punaisella pystyviivalla vaihteen toiminnan kannalta hyvin olennainen kohta, jossa vaihteen käännöstä aiheutuvat voimat lopulta voittavat Railexin liikettä vastustavan jousivoiman. Tällä samalla hetkellä kieli alkaa liikkua myös Railexin takaa ja liike alkaa kasvaa kovalla vauhdilla, kunnes vaihde kääntyy kokonaan toiseen asentoon. Tämä on siis käytännössä se maksimivoima, joka vaihteen kääntämiseksi aina tarvitaan. Voima vastaa myöhemmin tässä työssä esitettyä Railexin jousisysteemin kiinnitystangon suuntaisen voimakomponentin maksimi-arvoa. Kääntövoiman suuruus on kuvan 63 mukaan noin 2,5 kN luokkaa, joka on siis huomattavasti enemmän kuin kuvassa 59 näkyvät voiman muutokset. Kuvan 60 mukaisessa, vaihteen tarkoituksenmukaisessa, kääntämistapahtumassa Railexin tankoon kohdistuu auki olevasta kielestä siis 2,5 kN vetokuormitus, joka avaa vaihteen kielet. Junakuormitusten rasittaessa vaihdetta, nämä mahdolliset avaavat kuormitukset ovat puristuskuormituksia, jotka kohdistuvat tankoon kiinni olevasta kielestä. Vaihteen avaamiseen tarvittava voima on kuitenkin puristustilanteessakin aivan sama. Tämä tarkoittaa käytännössä sitä, että junakuormitusten täytyisi saada kiinni olevan kielen tangossa aikaan lähtötilanteeseen verrattuna 2,5 kN puristuskuormitus.

Kuvasta 60 voidaan nähdä myös muiden tankojen jännitykset ennen junan tuloa. Railexin ja auki olevan kielen välisen tangon vetokuormitus on edellä kerrotun mukaisesti huomattavasti toisen puolen puristuskuormaa pienempi, vain noin reilu 1 kN. Vaihteenkääntölaitteen tankojen voiman muutoksista voidaan vuorostaan huomata, että

niiden voimatasot eivät muutu juuri ollenkaan käännön aikana ja niiden voidaankin ajatella olevan jännityksettömässä tilassa ennen junan tuloa.

Jos palataan uudelleen analysoimaan kuvaa 59 ja vaihteen käyttäytymistä, voidaan heti nähdä siirtymien ja voimien välinen suuri korrelaatio. Tämä korrelaatio herättää kuitenkin kysymyksen siitä, syntyvätkö voimat siirtymien johdosta, vai onko siirtymät seurausta voimien muutoksesta. Kuten äsken todettiin, Railexin kääntötangossa vaikuttaa jatkuva puristuskuorma, joka kuormittaa vaihteen kieltä. Tämäkin voima voisi periaatteessa aiheuttaa vaihteen kielen taipumista, varsinkin jos junan pyörien ylitys saa aikaan uusien tukipisteiden muodostumista kielen matkalle.

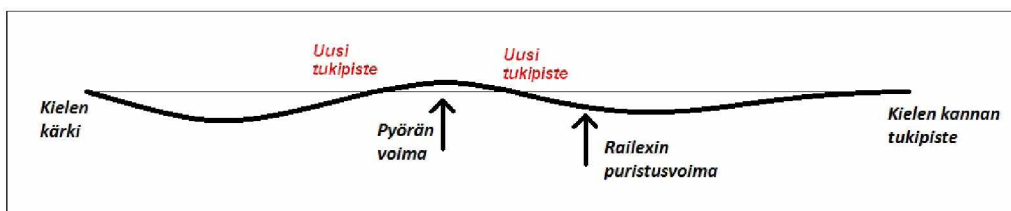
Vaihteenkääntölaitteen tangossa vaikuttavia voimia (punainen käyrä) tutkittaessa voidaan huomata, että ne ovat vahvasti lähtöisin siirtymistä. Tämä johtuu ymmärrettävästi siitä, että tanko ei ole lepotilassaan jännittyneenä, jolloin se ei kohdistu kieliin kuormitusta. Tangossa vaikuttavat voiman muutokset ovatkin kohtalaisen helppo selittää siirtymien avulla. Ensimmäisenä huomiona voidaan nähdä, että tankoon ei kohdistu suuria voimia junan ylittäessä mittauskohtaa. Tämä johtuu siitä, että kärki ei ole todellisuudessa kosketuksissa junan pyörän kanssa, vaan tukikisko kantaa kuorman vielä tässä kohdassa. Kieli joutuu kontaktiin junan pyörän kanssa vasta noin 2 metrin päässä kärjestä, jolloin kieleen alkaa nopeasti syntyä vaakasuuntaisia taipumia. Kuvassa on havaittavissa pieniä voiman arvon muutoksia, lähinnä vedon suuntaan, pyörän ohittaessa mittauskohtaa. Tässä kohtaa täytyy ottaa huomioon se, että koko ratarakenne taipuu myös alaspäin junan akselipainon alla, jolloin osa näistä kuvassa näkyvistä vetokuormituksista johtuu myös tästä seikasta. Voiman kuvaajasta voidaan havaita myös tangon korkeataajuinen värinä pyörän ohittaessa mittauspistettä. Tämäkin liike on luultavasti ainakin suurimmalta osin pystysuuntaista. Suurempi vaikutus tangon voimatasoihin voidaan kuitenkin nähdä ajanhetkellä, jolloin kieli taipuu tukikiskosta pois päin. Tämä liike kohdistuu siis vaihteenkääntölaitteesta pois päin, jolloin tankoon kohdistuu vetokuormitusta ja se näkyy kuvaajassa positiivisina piikkeinä. Huomion arvoinen seikka on myös se, että tukikiskoon päin olevat taivutukset eivät saa vastaavasti aikaan oikeastaan minkäänlaisia puristusvoimia vaihteenkääntölaitteen tangossa. Tämä voi tietenkin johtua siitä, että taipuessaan sisään päin kieli osuu tukikiskoon, jonka jälkeen tukikisko kantaa taivutuksesta aiheutuvat kuormitukset. Nähdään siis, että kielen liikkeet saavat Railexin tangossa aikaan hieman suurempia voimia kuin vaihteenkääntölaitteen tangossa. On täysin ymmärrettävää, että kuormitukset ovat Railexin kohdalla suurempia pyörän ollessa mittauspisteen kohdalla, koska kielen kärki ei ole kontaktissa pyörän kanssa. Todellinen kontakti pyörän ja kielen välillä tapahtuu vasta hyvin lähellä Railexia, jolloin myös sen vaikutukset näkyvät enemmän Railexin ja kielen välisessä tangossa. Kuvassa 61 on vielä osoitettuna, että nämä edellä esitetyt voiman ja siirtymän yhteydet toistuvat uudelleen junan 927 ajaessa vaihteeseen eri päivänä.



Kuva 61. Kiinni olevan kielen siirtymät ja tangoissa vaikuttavat voimat 25.11.2011 junan 927 ajaessa vaihteeseen. Voiman positiiviset arvot merkitsevät tangon vetokuormitusta ja negatiiviset arvot puristukuormitusta.

Tutkittaessa Railexin tankoon kohdistuvia voimia (sininen käyrä) kuvista 59 ja 61, voidaan nähdä osittain samantyyppistä käyttäytymistä kuin kielen kärjessäkin. Analysoinnissa on kuitenkin huomioitava kaksi kielen kärjessä olevasta tangosta poikkeavaa seikkaa. Ensimmäinen seikka on se, että tangossa vaikuttava voima on suhteessa edelliseen erimerkkistä, sillä Railexin kiinnitystanko on kielten välissä (katso kuva 41). Toinen seikka on jo edelläkin mainittu jatkuva puristukuormituksen vaikutus. Jälkimmäinen näistä seikoista mahdollistaa sen, että tietyt kielessä tapahtuvat liikkeet voivatkin olla seurausta Railexin tangossa vaikuttavasta puristuksesta. Pyörän saapuessa vaihteeseen, tangossa on havaittavissa mielenkiintoisesti pientä puristukuormituksen lisääntymistä. Tämä tarkoittaa käytännössä sitä, että kieleen täytyy muodostua Railexin kohdalle heti pieni tukikiskosta poispäin oleva liike. Tämä puristukuormitus jatkuu oikeastaan aina siihen asti, kunnes pyörä koskettaa ensi kerran vaihteen kieltä, jonka jälkeen puristus alkaa pienentyä. Junan paino saa siis kiskon liikkumaan pyörän kohdalta keskiviivasta poispäin, mutta samanaikaisesti Railexin kohdalla kieli liikkuu kohti radan keskiviivaa. Tämä on mahdollista vain, kun värähtely tapahtuu jonkin tukipisteen ympäri, jossa voiman suunta pääsee kääntymään Railexin tankoa puristavaksi. Kuten edellä todettiin, puristus lähtee pienenemään pyörän muodostaessa ensimmäisen kontaktin vaihteen kielen kanssa. Tässä kohtaa kieli ja tukikisko taipuvat siis hieman ulospäin, jolloin myös Railexin kiinnipitävän voiman arvossa tapahtuu pientä muutosta vedon suuntaan.

Tämän jälkeen telin ensimmäinen pyörä etenee kohtaan, jossa se ylittää rataa muodostuneen tukipisteen. Tämä tukipisteen ylitys näkyy siten, että kieli taipuu äkkiniäisesti tukikiskosta poispäin. Kuvista 59 ja 61 voidaan nähdä, että tällä samalla ajanhetkellä myös Railexin tankoon kohdistuu nopea puristuskuorman lisäys. Eli tilanne on käytännössä se, että kieleen kohdistuu tukikiskosta poispäin olevia voimia sekä pyörän takana, että edessä. Pyörän kohdalla voiman tiedetään kartiokkuudesta johtuen kohdistuvan aina tukikiskoon päin, joten tässä kohtaa kieleen muodostuu nähtävästi hyvinkin moniulotteinen taipumakuvio. Tällainen taipuma pystyy muodostumaan kieleen vain, jos pyörä on tällä kyseisellä hetkellä kahden hyvin lähekkäin olevan tukipisteen välissä. Nämä uudet tukipisteet luultavasti syntyvät vasta junan pyörien painaessa kieltä suurella voimalla alaspäin pyörän läheisyydestä, jolloin ne eivät ole vaikuttaneet kielen aikaisempiin liikkeisiin. Sen lisäksi, että pyörä painaa tukikiskoa voimalla alaspäin pyörän kohdalta ja saa aikaan uudet tukipisteet, se samalla hieman nostaa kieltä tukipisteiden ulkopuolelta, jolloin näiltä kohdin kieli pääsee liikkumaan huomattavasti helpommin vaakasuunnassa. Pyörän voima kohdistuu siis tukipisteiden välissä tukikiskoon päin, mutta tukipisteiden ulkopuolella voimat kohdistuu toiseen suuntaan. Kielen nousu ja junan pyörän voiman vaikutus näkyy kielen kärjen puolella huomattavana taipumana. Railexin tangon puolella vallitsevat puristuskuormat pitävät vuorostaan huolta siitä, että kieli ei pääse liikkumaan uuden tukipisteen ja Railexin välistä. Kuvista 59 ja 61 voi huomata, että taivutus etenee myös Railexin yli kielen kannan alueelle, mutta Railexin tangon voimat pienentävät hieman kielen kannan taivutusta. Tämä hetkellinen taipumakuvio on havainnollistettu kuvaan 62.

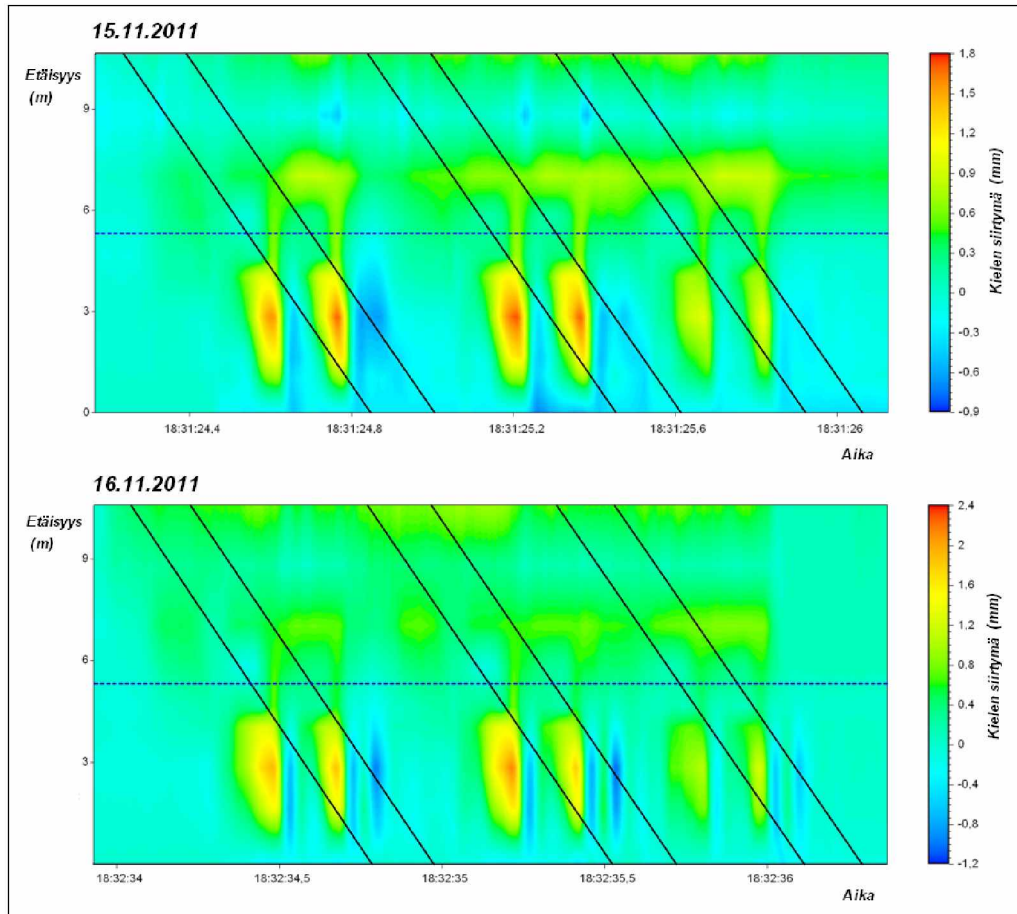


Kuva 62. Vaihteen kielen hetkellinen taipumakuvio juna pyörien muodostaessa kieleen uusia tukipisteitä.

Railexin tangon puristusvoima pienenee luonnollisesti sen jälkeen hyvin nopeasti, kun pyörä ylittää toisenkin uusista tukipisteistä ja ryhtyy kuormittamaan suoranaisesti Railexin tankoa. Tangon puristusvoima saa pienimmän arvonsa pyörän ollessa tarkalleen tangon kohdalla, jonka jälkeen siihen alkaakin vaikuttaa jo telin jälkimmäisen pyörän aiheuttamat kuormat. Telin jälkimmäinen pyörä luonnollisesti toistaa ensimmäisen pyörän aiheuttamat kuormitukset, jolloin myös tangon voimatasot ja kielen taipuma seuraavat edellä esitettyä tapahtumasarjaa. Telin jälkimmäisen pyöräparin liikkeessä kielen kannan yli, Railexin tankoon kohdistuu vielä puristuskuormitusta vähentäviä voimia, jotka johtuvat siis kielen kannan taipumisesta junakuormituksen alla.

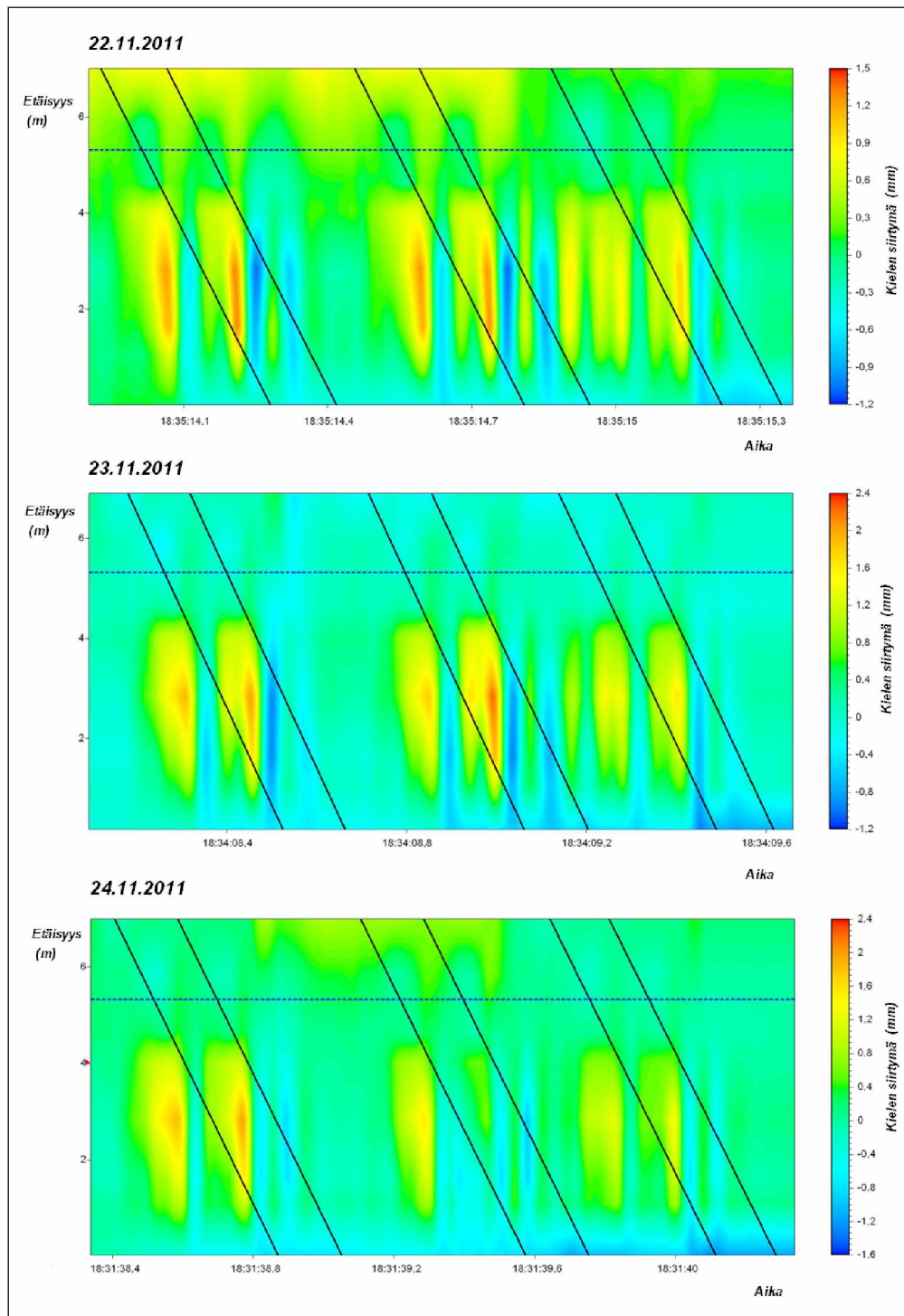
5.2.3 Siirtymät ajettaessa myötävaihteeseen

Yhdestä suunnasta tulevien junien tarkastelu ei kuitenkaan vielä täysin selitä kiinni olevan kielen käyttäytymistä, sillä siirtymät ja tangoissa vaikuttavat voimat muuttuvat junan tullessa toisesta suunnasta. Kuvissa 63 ja 64 on havainnollistettu edellä esitetyn tavan mukaisesti kiinni olevan kielen siirtymät noin 45–60 km/h nopeudella etenevän junan 928 (Sr2-veturi + 6 Ein-matkustajavaunua) tuloa vaihteeseen kielen kannan suunnasta eli Tampereelta.



Kuva 63. Kiinni olevan kielen siirtymät 15.11.2011 ja 16.11.2011 junan 928 ajaessa vaihteeseen Tampereen suunnasta.

Myös tämän kuormitustilanteen kohdalla tutkittiin muitakin Tampereelta Turkuun päin menevien henkilöjunien aiheuttamia kuormituksia ja todettiin, että vaihteen siirtymäkäyttäytyminen oli hyvin pitkälti samanlaista näissä kaikissa. Kielen kannassa olevien antureiden (9. ja 10. siirtymäanturi) epäluotettavien mittaustulosten takia ne ovat jälleen jätetty pois kuvassa 64 näkyvistä kuvaajista.



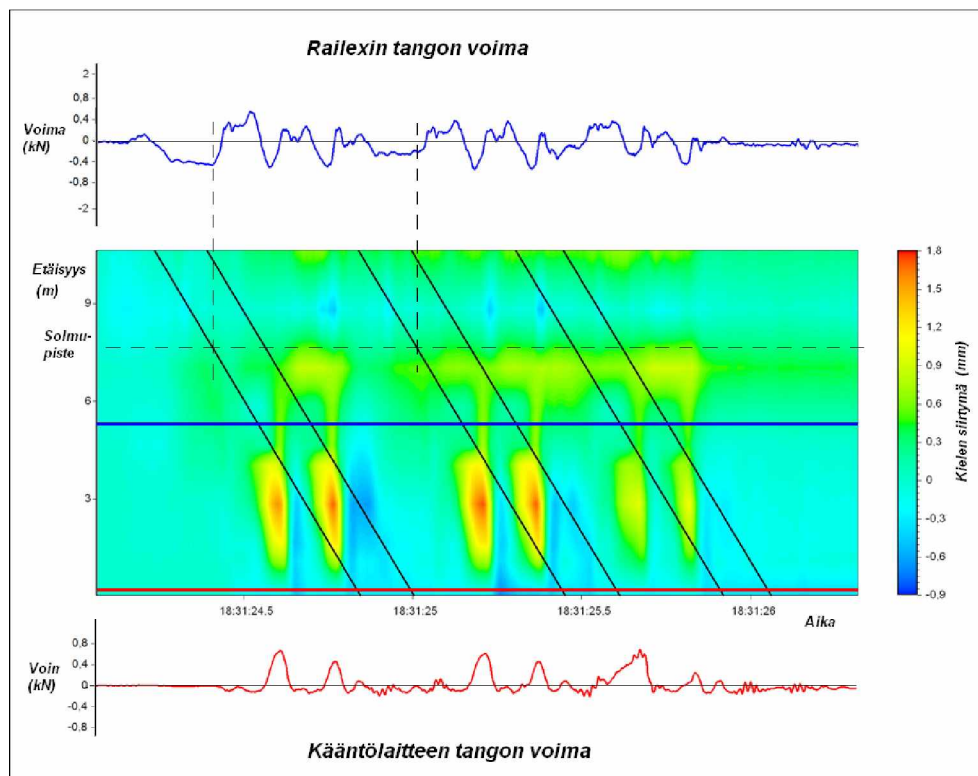
Kuva 64. Kiinni olevan kielen siirtymät 22.11.2011, 23.11.2011 ja 24.11.2011 junan g28 ajaessa vaihteeseen Tampereen suunnasta.

Kuten kuvista 63 ja 64 voidaan huomata, suunnan muuttuminen muuttaa hieman kuormituksen luonnetta, mutta merkittävimpien kuormitusten kohdat ovat oikeastaan samat. Kieli taipuu siis jälleen huomattavimmin vaihteenkääntölaitteen ja Railexin kiinnityspisteiden välistä. Suurin ero edelliseen kuormitukseen verrattuna on se, että kielen ensimmäinen liike on edellisestä poiketen tukikiskosta poispäin. Liikkeet johtuvat kaikki samoista ilmiöistä kuin edelläkin, joten on käytännössä aivan luonnollista, että kieli taipuu Railexin ja kärjen välistä ensin tukikiskosta poispäin. Tämän saa siis aikaan uusien junan painosta johtuvien tukipisteiden muodostuminen, joiden

kautta kielen taipuma rakentuu kuvissa 63 ja 64 nähdyn mukaisesti. Koska juna saapuu kielen kärjen alueelle Railexin suunnasta, kieli tekee tämän liikkeen ensin, jota seuraa edellisessäkin tapauksessa nähty kielen taipuminen toiseen suuntaan.

5.2.4 Voimat ajettaessa myötävaihteeseen

Junan kulkusuunnan vaihtuminen vaikuttaa myös jonkin verran Railexin ja vaihteenkääntölaitteen tangoissa vaikuttaviin voimiin, joten nämäkin on syytä ottaa tarkasteluun vielä uudelleen tässä tilanteessa. Kuvassa 65 on esitetty edelliseen tapaan voimien arvot vaihteenkääntölaitteen ja Railexin kiinnitystangoissa junan 928 tapauksessa.



Kuva 65. Kiinni olevan kielen siirtymät ja tangoissa vaikuttavat voimat 15.11.2011 junan 928 ajaessa vaihteeseen. Voiman positiiviset arvot merkitsevät tangon vetokuormitusta ja negatiiviset arvot puristuskuormitusta.

Kuvasta 65 voidaan huomata edelliseen kuormitustilanteeseen verrattuna heti tiettyjä eroja Railexin tangon voimatasoissa. Junan tullessa tästä suunnasta, voidaan kielen kannan alueella tapahtuvien kuormitusten vaikutusta vaihteeseen arvioida huomattavasti helpommin. Tangon voimakuvaajassa näkyy heti alussa pitkäkestoinen puristuskuormitus, joka syntyy junan aiheuttamista kielen taipumista kielen kannan alueella. Tankoon kohdistuu melko suuria rasituksia, vaikka junan pyörät ovat varsinaisesti vielä melko kaukana mittauspisteestä. Tangon puristuskuormituksesta ja siirtymäkuvaajan väreistä voidaan itse asiassa päätellä, että myös kielen kannan alueella värähtelyllä on tiettyjä tukipisteitä. Yksi näistä tukipisteistä on noin 7,5 metrin päässä kielen kärjestä, joka on havainnollistettu katkoviivalla kuvaan 65. Tässä pisteessä pyörän kuormittava voima kääntyy jälleen toiseen suuntaan, jolloin Railexin tankoon vaikuttaa äsken mainittu puristuskuormitus. Kieli taipuu siis kannan ja tukipisteen välistä hieman tukikiskoa kohti ja vuorostaan tukikiskosta poispäin tukipisteen ja

Railexin välissä. Railexin tangossa vaikuttava jatkuva puristusvoima saa aikaan sen, että nämä kuormitukset eivät siirry kielen kärjen alueelle.

Railexin tankoon vaikuttavan voiman kuvaajasta voidaan hyvin havaita ajanhetki, jolloin pyörä ylittää kuvassa 65 näkyvän tukipisteen. Puristuskuormitus tangossa alkaa pienentyä ja puristusvoiman arvo saa jälleen miniminsä pyörän ollessa Railexin kohdalla. Railexin ylitettyään pyörä on jälleen kohdassa, jossa sen paino saa aikaan jo edelläkin mainitut uudet tukipisteet kielen kärjen alueelle. Tällöin kielen taipuma on hetkellisesti jälleen kuvan 62 mukaista, joka näkyy myös mittaustuloksissa kuvassa 65.

Tukikiskoon päin olevat liikkeet tapahtuvat edelliseen tapaan aina telin ensimmäisen pyörän ollessa noin Railexin ja vaihteen kärjen puolivälissä. Monessa junan ylityksessä on nähtävissä myös toinen tukikiskoon päin oleva liike telin jälkimmäisen pyöräparin ylittäessä kielen kärkeä. Tämä johtuu todennäköisesti siitä, että ensimmäiseen tukikiskoon päin olevaan taipumaliikkeeseen vaikuttavat vielä telin kummatkin pyörät yhdessä, jonka jälkeen kielessä on havaittavissa aivan pieni vastaliike. Tämän vastaliikkeen jälkeen telin jälkimmäinen pyörä taivuttaa kieltä vielä itsenäisestikin, jolloin kuvassa saattaa näkyä kaksi erillistä taipumaa. Muutamassa tilanteessa nämä ovat yhdistyneet yhdeksi isoksi liikkeeksi ilman, että taipuma välillä pienenee.

Edellä esitetyt ilmiöt selittävät suurimman osan kiinni olevan kielen liikkeiden suunnista veturin ja ensimmäinen henkilövaunun etutelin pyörien rasittaessa vaihdetta. Kuten aiemminkin todettiin, siirtymäkuvat ovat skaalattu kukin oman minimi- ja maksimiarvonsa mukaan, joten siirtymän lukuarvojen eroja eri junien tapauksessa on vaikea havaita suoraan kuvista. Tästä syystä seuraavalla sivulla on yhteenvetona taulukossa 3 listattuna kiinni olevan kielen siirtymien minimi- ja maksimiarvoja veturi-kuormien alla. Liikkeet ovat selkeästi suurimmillaan 4. ja 8. siirtymäanturin kohdalla, joten taulukossa on listattu näiden kohtien siirtymiä. 8. anturin kohdalla ei ole havaittavissa tukikiskoon päin olevia liikkeitä, joten taulukossa näkyy vain tukikiskosta poispäin olevien liikkeiden suuruudet. Samassa yhteydessä on myös esitetty vaihteenkääntölaitteen ja Railexin tangossa mitattujen voimien minimi- ja maksimiarvoja taulukossa 4. Kääntölaitteen tankoon ei kohdistunut käytännössä lainkaan puristuskuormia, joten taulukossa näkyy vain tangon vedosta johtuvat kuormitukset.

Taulukko 3. Vaihteen kiinni olevan kielen siirtymät eri junaylityksissä. Taulukossa on värein eroteltu suurimmat ja pienimmät arvot kustakin anturista.

| | Päivämäärä | Junanumero | 4. Anturin siirtymä (mm) | | 8. Anturin siirtymä (mm) |
|-------------------|------------|------------|--------------------------|--------|--------------------------|
| | | | Maksimi | Minimi | Maksimi |
| Toijala - Tampere | 15.11. | 917 | 1,511 | -0,568 | 1,838 |
| | 15.11. | 921 | 1,566 | -0,534 | 1,824 |
| | 15.11. | 927 | 1,336 | -1,994 | 1,849 |
| | 16.11. | 905 | 1,873 | -0,602 | 1,533 |
| | 16.11. | 909 | 1,793 | -0,717 | 1,727 |
| | 16.11. | 911 | 1,532 | -0,535 | 2,448 |
| | 16.11. | 917 | 2,123 | -1,172 | 1,405 |
| | | | | | |
| Tampere - Toijala | 15.11. | 922 | 1,989 | -0,708 | 1,439 |
| | 15.11. | 924 | 1,762 | -0,550 | 0,341 |
| | 15.11. | 928 | 1,748 | -0,610 | 0,924 |
| | 16.11. | 904 | 1,965 | -1,089 | 1,372 |
| | 16.11. | 906 | 2,371 | -0,791 | 1,292 |
| | 16.11. | 910 | 2,163 | -0,747 | 1,096 |
| | 16.11. | 916 | 2,068 | -1,111 | 1,702 |
| | | | | | |

Taulukko 4. Kiinnitystangoissa sijaisevien voima-antureiden arvot eri junaylityksissä. Taulukossa on värein eroteltu suurimmat ja pienimmät arvot kustakin anturista.

| | Päivämäärä | Junanumero | Railexin tangon voima (kN) | | Kääntölaitteen tangon voima (kN) |
|-------------------|------------|------------|----------------------------|--------|----------------------------------|
| | | | Maksimi | Minimi | Maksimi |
| Toijala - Tampere | 15.11. | 917 | 0,397 | -0,513 | 1,123 |
| | 15.11. | 921 | 0,378 | -0,606 | 1,031 |
| | 15.11. | 927 | 0,499 | -0,632 | 0,846 |
| | 16.11. | 905 | 0,433 | -0,547 | 1,336 |
| | 16.11. | 909 | 0,755 | -0,559 | 0,949 |
| | 16.11. | 911 | 1,052 | -0,955 | 1,058 |
| | 16.11. | 917 | 0,749 | -0,615 | 1,135 |
| | | | | | |
| Tampere - Toijala | 15.11. | 922 | 0,757 | -0,665 | 1,014 |
| | 15.11. | 924 | 0,536 | -0,671 | 0,825 |
| | 15.11. | 928 | 0,599 | -0,493 | 0,634 |
| | 16.11. | 904 | 0,515 | -0,618 | 1,181 |
| | 16.11. | 906 | 0,610 | -0,475 | 0,884 |
| | 16.11. | 910 | 0,798 | -0,638 | 1,039 |
| | 16.11. | 916 | 0,899 | -0,712 | 0,731 |
| | | | | | |

Taulukkoon valitut arvot edustavat hyvin kielen käyttäytymisessä havaittuja siirtymän ja voiman vaihteluvälejä. Vaihteluvälin voidaan sanoa olevan kohtuullisen suuri kummassakin tapauksessa. Tämä kertoo siitä, että pelkkiä siirtymän ja voiman lukuarvoja katsomalla pystytään sanomaan yllättävän vähän vaihteen toiminnasta. Junan ylityksen luoma kuormitus sykli on lopulta monimutkainen kokonaisuus, jolloin varsinaiset siirtymän ja voiman lukuarvot ovat hyvin tapauskohtaisia. Liikkeiden suuntien voidaan silti nähdä olevan kohtalaisen toistuvia, joten ne kertovat lopulta huomattavasti enemmän kielen käyttäytymisestä.

Työssä ei ole tutkittu tämän enempää veturia seuraavien henkilövaunujen synnyttämiä siirtymiä ja voimia, koska edellä esitettyjen kuvien perusteella niiden nähdään olevan joko samansuuruisia tai pienempiä kuin veturin aikaan saamat vaikutukset. Myöhemmin tässä työssä pohditaan kuitenkin vielä erikseen heikkokuntoisten pyöräkertojen aiheuttamien kuormitusten vaikutuksia.

5.2.5 Yhteenveto kiinni olevan kielen käyttäytymisestä

Edellä olevissa luvuissa analysoitiin kiinni olevan kielen käyttäytymistä veturikuormitusten alaisena. Kielen käyttäytymistä analysoitiin kielen siirtymän ja kielen kiinnitystankoihin kohdistuneiden kuormitusten avulla. Näiden analysointien perusteella voidaan todeta, että kaikkein oleellisin kiinni olevan kielen käyttäytymisessä on junan tulosuunnasta riippumatta kielen kärjen ja Railexin välisen alueen käyttäytyminen. Merkittävimmät siirtymät esiintyvät pääosin tällä alueella ja kieli liikkuu sekä tukikiskoon päin, että tukikiskosta poispäin. Nämä kielen kärkialueen liikkeet saavat aikaan myös suurimmat kiinnitystankoihin kohdistuvat kuormitukset. Tukikiskosta poispäin olevat siirtymät ovat vaihteen yleisen toiminnan kannalta kriittisempiä kuin tukikiskoon päin olevat liikkeet, koska ne luovat kielten kiinnitystankoihin vaihdetta avaavia voimia ja saattavat pahimmassa tapauksessa aukaista kielten lukituksen. Lukituksen avaamiseen tarvitaan tässä työssä suoritettujen mittausten mukaan noin 6 kN kuormitus joko suoraan vaihteenkääntölaitteeseen tai epäsuorasti Railexin kiinnitystankoon, joka avautuessaan avaa todennäköisesti myös vaihteenkääntölaitteen.

Suurimmat tukikiskosta poispäin olevat siirtymät toteutuvat aina junan pyörän ollessa noin neljän metrin päässä kielen kärjestä. Kielen käyttäytymisen kannalta on siis hyvin tärkeää, millaisen kuormituksen juna muodostaa kieleen ollessaan juuri tällä kohdalla. Edellä esitetyn analysoinnin perusteella nämä kielen siirtymät ja kiinnitystankojen voimat ovat hyvin pieniä, jolloin vaihde pystyy tutkituissa tapauksissa toimimaan täysin normaalisti ja aukeamisen vaaraa ei ole.

5.3 Auki olevan kielen käyttäytyminen

Junan yliajon aikana toinen vaihteen kielistä on irti tukikiskosta. Se on tässä tutkimuksessa vaihteessa aina sama turvaraiteelle johtava kieli. Vaihdetta pidetään junien kulun väleissä turva-asennossa ja se käännetään junan tullessa ajon sallivaan asentoon. Tätä turvaraiteelle johtavaa kieltä käytetään siis toisin sanoen vain hätätilanteissa. Tällaisia hätätilanteita ovat tilanteet, joissa junakokonaisuus tai yksittäinen vaunu pyrkii liikkumaan vaihteen yli, vaikka liikenteenohjaus ei ole antanut sille kulkulupaa. Näissä tilanteissa vaihde on turva-asennossa ja ohjaa ilman lupaa liikkuvan junayksikön turvaraiteelle, jotta se ei ajautuisi kohtaamiseen pääraiteella liikkuvan kaluston kanssa.

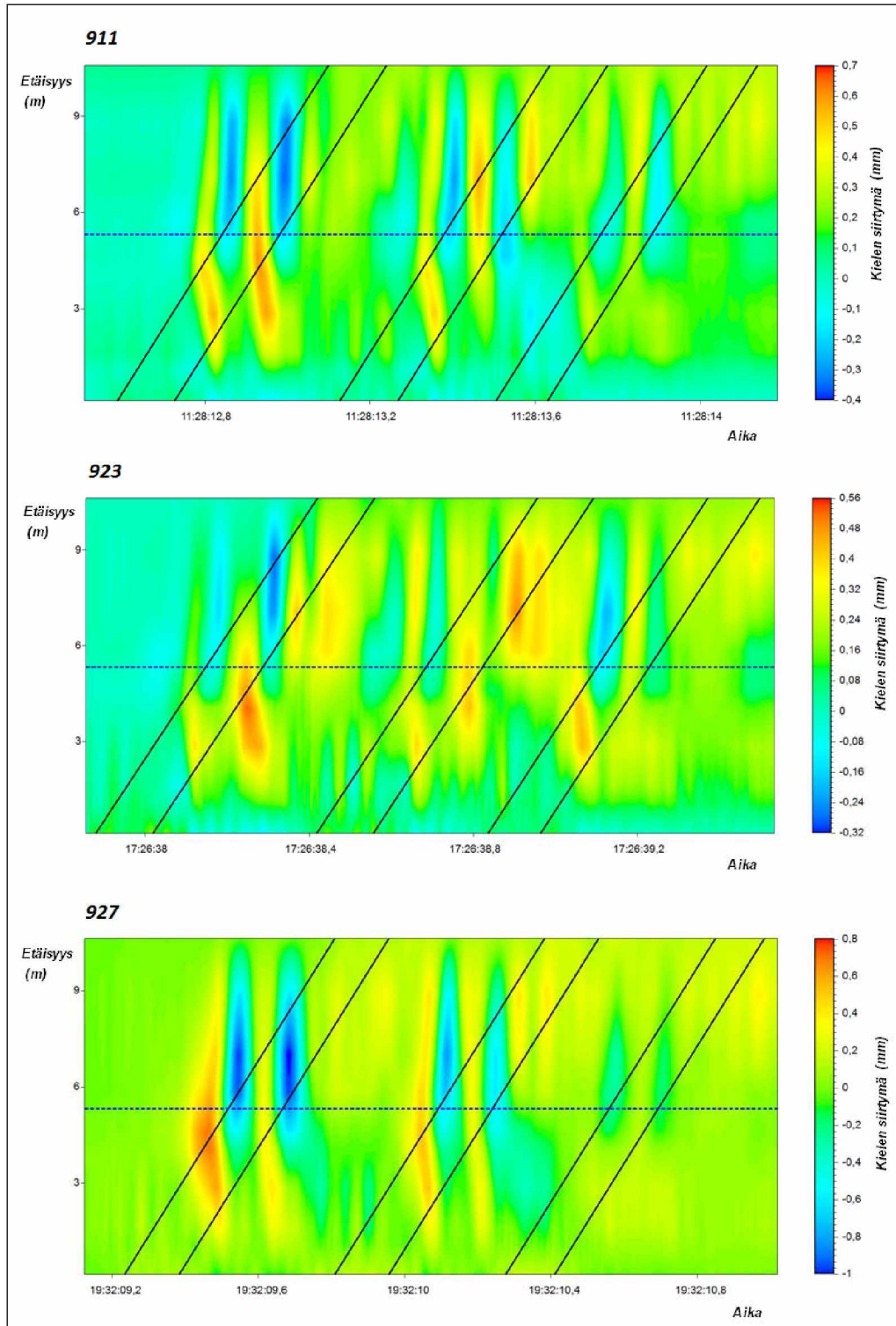
Auki oleva kieli ei siis ole kontaktissa junan pyörän kanssa junan ylityksessä. Tämä ei kuitenkaan tarkoita sitä, että se olisi ylityksen aikana täysin kuormittamaton. Kuten on monesti todettu, ajon aikana auki oleva kieli on fyysisesti liitoksissa käytettävän kielen kanssa Railexin tangon välityksellä. Edellä olevista kuvaajista on voitu todeta, että Railexin tankoon todellakin kohdistuu junan aiheuttamaa kuormitusta, joten myös auki oleva kieli on tätä kautta kuormituksen alaisena junan ylityksessä. Kielen käyttäytyminen on luonnollisesti hyvinkin erilaista kiinni olevan kielen tilanteeseen verrattuna, koska kaikki kuormitukset kohdistuvat kieleen samasta Railexin tangon kiinnityspisteestä.

5.3.1 Siirtymät ajettaessa vastavaihteeseen

Vaihteen auki oleva kieli anturoitiin samalla tavalla kuin kiinni oleva kielikin, joten sitä voidaan lähteä analysoimaan täysin samojen kuvien perusteella. Myös auki olevan kielen antureiden antamassa datassa havaittiin paljon epäluotettavuutta, joka vaikeutti kielen käyttäytymisen analysointia. Parhaiten avoimen kielen käyttäytymistä pystyttiin arvioimaan vertailemalla sitä yhden päivän aikana eri junien ajaessa vaihteen yli. Edellisten analysointien tapaan mittauksissa tutkittiin vain veturin ja matkustajavaunun ensimmäisen telin aiheuttamia kuormituksia vaihteeseen. Kaikissa näissä, eri junanumerolla, liikkuvissa junissa oli kuitenkin samanmallinen veturi (Sr2-veturi), jonka vuoksi tulokset ovat hyvinkin vertailukelpoisia keskenään. Seuraavalla sivulla näkyvässä kuvassa 66 on esitetty avoimen kielen siirtymät kolmen eri junan ylittäessä vaihdetta noin nopeudella 65–75 km/h.

Näitä auki olevasta kielestä piirrettyjä kuvaajia on melko helppo analysoida kiinni olevan kielen käyttäytymisen perusteella. Analysoinnin helpottamiseksi seuraavan sivun kuvan 66 värit kertovat täysin samansuuntaisesta liikkeestä kuin aikaisemminkin, jolloin punaisella ja keltaisella merkityt liikkeet tarkoittavat auki olevan kielen tapauksessa omaan tukikiskoonsa päin olevaa taivutusta ja siniset merkityt liikkeet omasta tukikiskostansa poispäin olevaa taivutusta. Tällä tavoin eri kielistä piirrettyjä värikarttoja voidaan analysoida rinnakkain ilman värien merkityksen muuttumista.

Auki olevan kielen ominaisuudet poikkeavat kiinni olevasta kielen ominaisuuksista kahdella merkittäväällä tavalla. Ensimmäinen poikkeavuus on se, että kieli saa käytännössä kaikki voimaherätteensä Railexin kiinnitystangon kautta. Suurimmat liikkeet aikaansaava voima kieleen tulee siis tasan yhdestä pisteestä. Toinen merkittävä ero kiinni olevaan kieleen verrattuna on se, että Railexin ja auki olevan kielen välisessä tangossa on erilainen esijännitys kuin toisella puolella. Tankoon vaikuttaa ennen junan tuloa pieni vetokuormitus. Tämä kuormitus on kuitenkin huomattavasti pienempi kuin toisen puolen puristuskuormitus, jolloin tanko liikkuu hieman vapaammin.



Kuva 66.

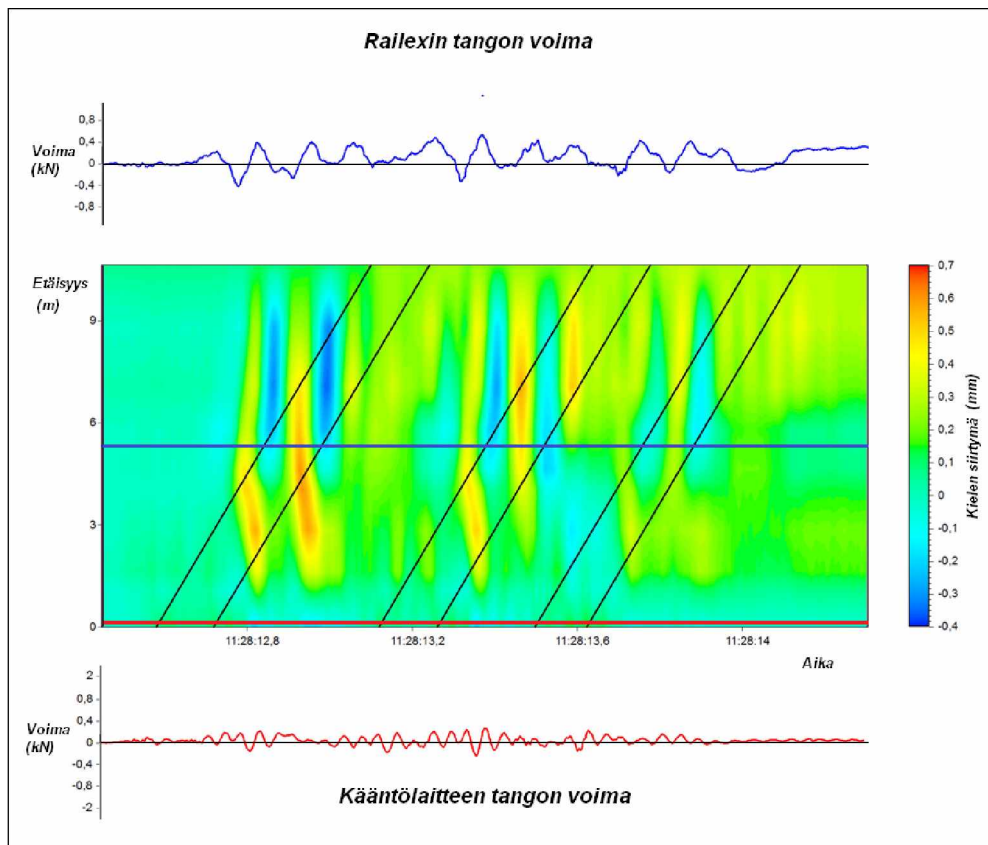
Auki olevan kielen siirtymät 17.11.2011 junien 911, 923 ja 927 ajaessa vaihteeseen Toijalan suunnasta. Kielen siirtymän positiiviset arvot tarkoittavat liikettä, joka suuntautuu kohti tukikiskoa ja negatiiviset arvot tukikiskosta poispäin.

Nämä ominaisuudet käyvät heti melko selkeästi esille kuvasta 66. Suurin osa liikkeistä on selkeästi lähtöisin Railexin tangossa vaikuttavista voiman muutoksista. Tämän lisäksi kieli pääsee liikkumaan huomattavasti enemmän Railexin kohdalta. Liikkeet vastaavat melko hyvin kiinni olevassa kielessä tapahtuvia liikkeitä, joka on tietenkin luonnollista kielten ollessa Railexin kohdalta kiinteästi kiinni toisissaan. Kiinni olevan kielen ensimmäinen tukikiskoon päin oleva liike (katso kuva 57) ei vielä näy oikeastaan ollenkaan auki olevassa kielessä, mutta sitä seuraava tukikiskosta poispäin oleva liike näkyy välittömästi myös auki olevassa kielessä samansuuntaisena liikkeenä. Auki olevan kielen liikkeestä on kuitenkin huomioitava se, että vaikka voima kohdistuu kieleen Railexin kohdalta, ei siirtymän maksimiavot ole välttämättä Railexin kohdalla. Tähän seikkaan voidaan löytää selitys siitä, että junan jälkimmäiset akselit painavat omalla painollaan tukikiskoja ja pölkyjä alaspäin kielen kärjen alueella. Avoin kieli ei kuitenkaan painu alas näiden mukana, joten kitka kielen ja aluslevyn välillä pääsee pienenemään. Tämä johtaa käytännössä siihen, että kielen liike on suurimmillaan siinä kohdassa, jossa kielen ja aluslevyn kitka on pienimmillään. Toinen huomio, joka voidaan kuvan 66 perusteella nostaa esille, on tukikiskosta poispäin olevien liikkeiden (siniset kohdat) selkeä sijoittuminen kielen kannan alueelle. Tämä viittaisi siihen, että kääntölaitteen tangossa tapahtuu jotain, joka estää tämän suuntaisen liikkeen kielen kärjessä. Näiden asioiden merkitystä on tutkittava ottamalla analysointiin mukaan myös tangoissa vaikuttavat voimat kuten edellä.

5.3.2 Voimat ajettaessa vastavaihteeseen

Tangoissa vallitsevien voimien suhdetta ajon aikana auki olevaan kieleen on tarkasteltava nyt hieman erilaisessa valossa kuin aikaisemmin. Tämä johtuu siitä, että kiinni olevan kielen puolella juna loi kieleen siirtymiä, jotka edelleen aiheuttivat kiinnitystankoihin rasituksia. Auki olevan kielen tilanteessa Railexin tangossa ovat voimat aiheuttavat siirtymiä, joten voiman ja siirtymän välinen suhde on ikään kuin päinvastainen. Kuvassa 67 on esitetty siirtymäkuvaajan rinnalla Railexin ja auki olevan kielen välissä olevan tangon voima, sekä kääntölaitteen ja auki olevan kielen välisen tangon voima.

Railexin tangossa vallitsevat voiman muutokset siis ohjaavat auki olevan kielen siirtymiä. Kuten on jo aiemmin todettu, tangossa on pieni vetokuormitus ennen junan tuloa. Junan ajaessa vaihteen yli, tankoon syntyvät lisävoimat muodostuvat itse asiassa auki olevan kielen hitausmassan takia. Tanko pyrkii liikkumaan kiinni olevasta kielestä saamiensa herätteiden mukaan, mutta auki olevan kielen kohtalaisen suuri massa, esipuristus ja liikettä vastustavat kitkat estävät kielen nopean liikkumisen. Kieli ei siis ikään kuin ehdi reagoimaan tangossa tapahtuviin muutoksiin, jolloin tankoon syntyy voimia. Tutkittaessa kuvaa tarkasti voidaan huomata, kuinka kielen siirtymä seuraa voiman muutoksia aina pienellä viiveellä, joka siis kertoo tästä massan hitaudesta.



Kuva 67. Auki olevan kielen siirtymät ja tangoissa vaikuttavat voimat 17.11.2011 junan 911 ajaessa vaihteeseen. Voiman positiiviset arvot merkitsevät tangon vetokuormitusta ja negatiiviset arvot puristuskuormitusta

Tätä voiman ja siirtymän välistä viivettä voidaan tutkia kuvassa 67 näkyvän ensimmäisen tukikiskoon päin olevan liikkeen avulla. Tällä ajanhetkellä pyörä on kohdassa, jossa se muodostaa edellisessä kappaleessa selitetyllä tavalla uudet värähtelyn tukipisteet kiinni olevaan kieleen ja alkaa taivuttaa kieltä Raillexin kohdalla omasta tukikiskostansa pois päin. Raillexin tanko pyrkii siis tässä tilanteessa liikkumaan kohti avointa kieltä. Avoin kieli ei kuitenkaan hitautensa johdosta lähde heti liikkeelle, jolloin voidaan nähdä, että Raillexin tankoon syntyy pientä puristuskuormaa. Kielen lähtiessä lopulta liikkeelle, puristusvoima tangossa lähtee pienenemään ja lähenee uudelleen esijännitystä. Eli käytännössä siirtymän ollessa tangossa maksimissaan, on voima aina tangossa hyvin lähellä esipuristusta. Todellisuudessa tangon voima vaihtelee junakuorman alla koko ajan eri suuntiin, jolloin voima ei pääse tasoittumaan missään vaiheessa. Kuvan 69 tilanteessakin voidaan nähdä, että tanko pyrkii liikkumaan heti äskeisen liikkeen jälkeen vahvasti kohti kiinni olevaa kieltä, jolloin tankoon kohdistuu auki olevalle puolelle vetokuormitusta. Tämä siis tapahtuu telin ensimmäisen pyörän ollessa tarkalleen Raillexin kohdalla. Kieli liikkuu jälleen pienellä viiveellä tähän suuntaan ja kuormitus tangossa pienenee.

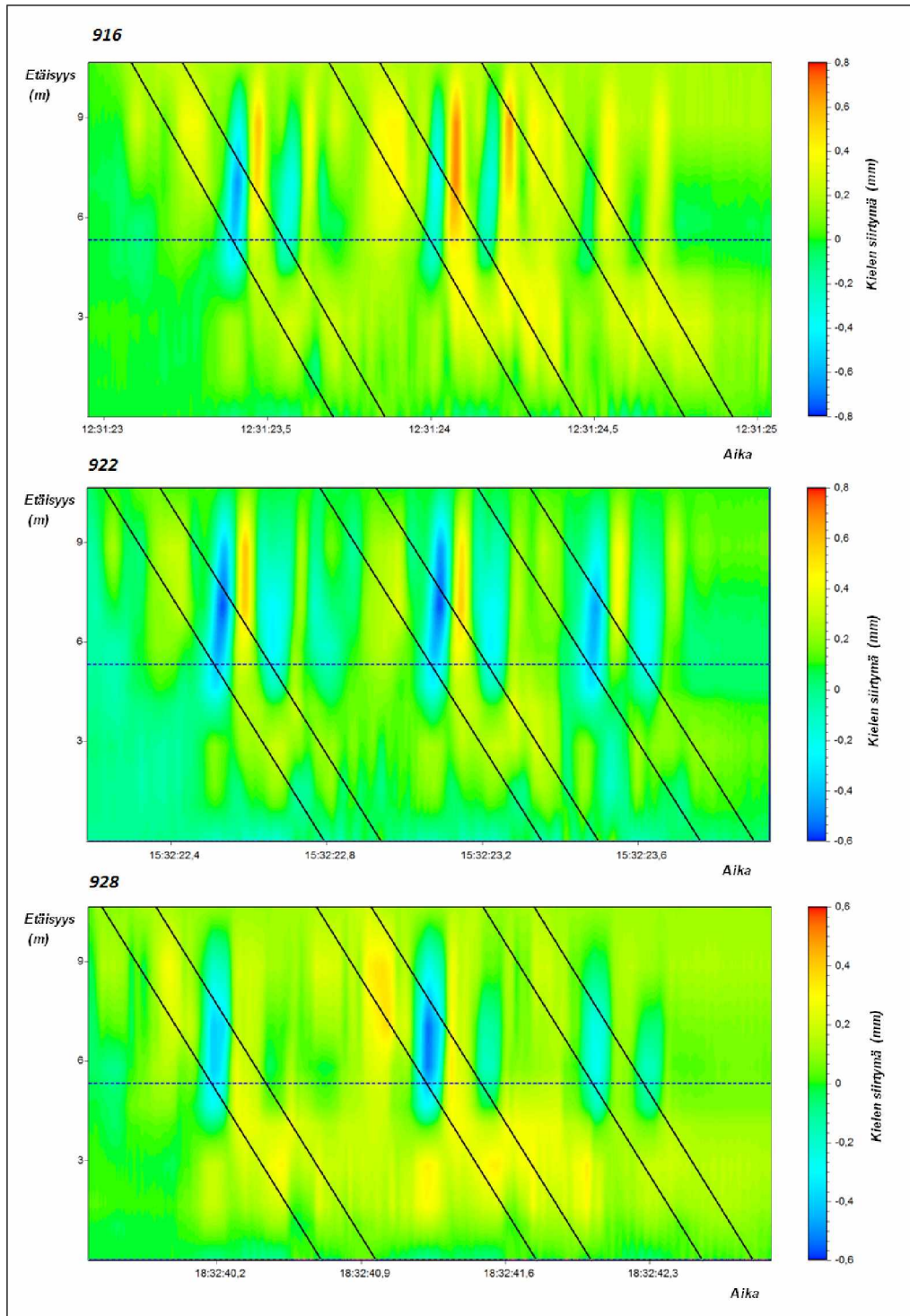
Kuvan 67 perusteella voidaan tehdä myös tiettyjä huomioita vaihteenkääntölaitteen rasituksista. Avoimen kielen puolella siirtymät keskittyvät pääosin Raillexin läheisyyteen, joka tarkoittaa käytännössä sitä, että ne kerkiävät kuoleentua siirryttäessä vaihteenkääntölaitteen kohdalle. Kieli ei nähtävästi paljonkaan näissä tilanteissa liiku kääntölaitteen kohdalla, joten siihen ei siitä syystä myöskään kohdistu juuri lainkaan rasittavia voimia. Kuvassa 67 näkyvä pieni edestakainen voiman värähtely johtuu todennäköisesti koko vaihdealueen yleisestä tärinästä, eli se ei liity varsinaisesti junan akselien tuomiin kuormiin.

Voiman ja liikkeen yhteys auttaa siis ymmärtämään, mistä avoimen kielen liikkeet ovat peräisin. Nämäkään kuvat eivät kuitenkaan auta ymmärtämään, miksi avoimen kielen tapauksessa tukikiskosta poispäin olevat liikkeet tapahtuvat pääasiassa vain kannan alueella. Kuten äsken todettiin, vaihteenkääntölaitteen tanko ei ainakaan suuresti vastusta tätä liikettä, joten ilmiölle täytyy olla jokin muu selitys. Yksi selitys tälle voi olla se, että kielen kärjen alueelta kieli liikkuu vaihteenkäännön aikana huomattavasti kantaosaa enemmän. Tällöin kärkialue on jo ennen junan tuloa reilusti irti tukikiskosta, toisin kuin kielen kanta. Railexin tangossa syntyvien voimien ryhtyessä vetämään avoimena olevaa kieltä itseään kohti, voimat siirtyvät helpommin kielen kantaan, jossa siirtymistä ei vielä ole niin paljon tapahtunut.

5.3.3 Siirtymät ajettaessa myötävaihteeseen

Vaihterakenteen värähtelykäyttäytymisen ymmärtämiseksi täytyy vielä tutkia toisesta suunnasta tulevan liikenteen vaikutus vaihteen avonaiseen kieleen. Tätä käyttäytymistä voidaan tietenkin arvioida jo hyvin pitkälle edellä olleiden analysointikuvien perusteella, koska voiman siirtyminen avoimeen kieleen tapahtuu luonnollisesti hyvinkin samantyyppisesti kuin edellisessä tilanteessa. Toisin sanoen, nämä analysoinnit vain pyrkivät vahvistamaan edellä saatua käsitystä voiman siirtyvyydestä.

Avoimen kielen käyttäytymistä on tässäkin tilanteessa tutkittu samoin tavoin kuin edellä eli vertailemalla 17.11.2012 eri junanumeroilla kulkeneiden junien vaikutuksia vaihteeseen. Näin tuloksista saatiin vertailukelpoisia keskenään. Kaikissa tarkasteluissa junissa on Sr2-veturi, jota seurasi joko Ed- tai Ein-matkustajavaunu. Seuraavan sivun kuva 68 havainnollistaa avoimessa kielessä tapahtuvia liikkeitä junien ajaessa siis myötävaihteeseen.



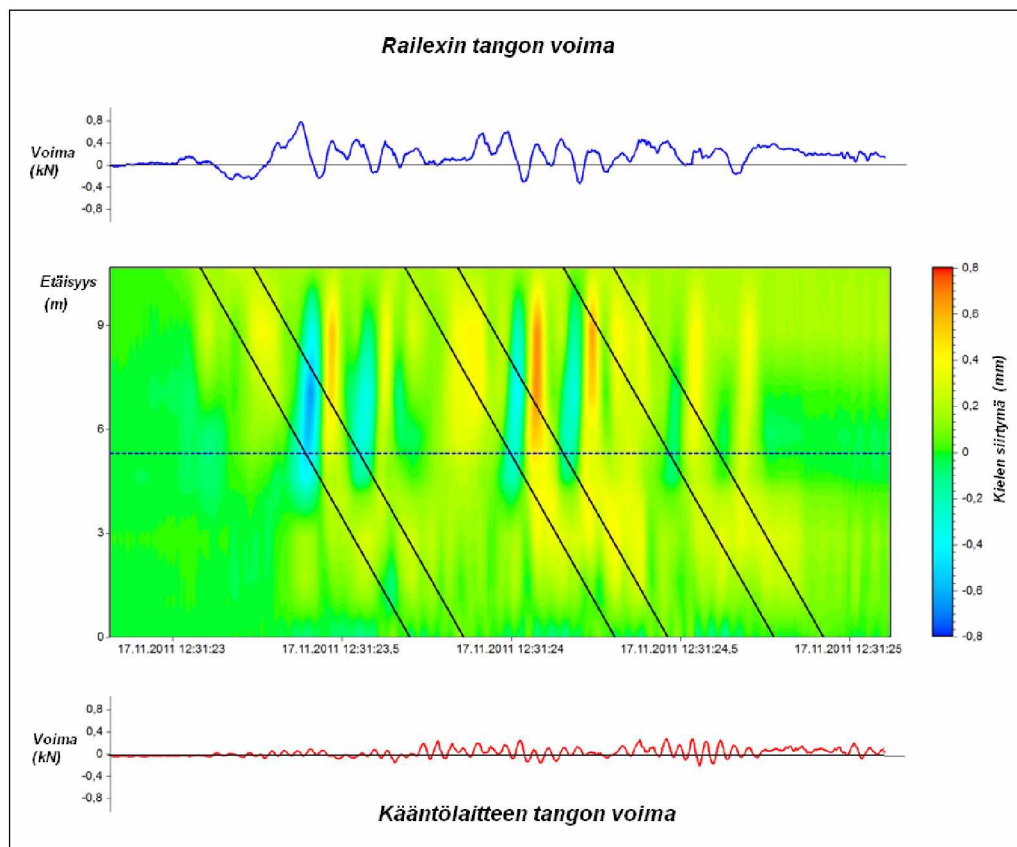
Kuva 68. Auki olevan kielen siirtymät 17.11.2011 junien 916, 922 ja 928 ajaessa vaihteeseen Tampereen suunnasta. Kielen siirtymän positiiviset arvot tarkoittavat liikettä, joka suuntautuu kohti tukikiskoa ja negatiiviset arvot tukikiskosta poispäin.

Ensimmäisenä havaintona kuvasta 68 voidaan todeta se, että avoimen kielen siirtymät kohdistuvat oikeastaan pelkästään kielen kannan alueelle. Tämä kannan alueelle kohdistuminen johtuu todennäköisesti samasta kielen ja aluslevyn välisen kitkan pienentymisestä, josta mainittiin jo vastavaihteeseen ajon yhteydessä. Tällä kertaa junan jälkimmäiset pyörät rasittavat kuitenkin kielen kantaa, jolloin myös suurimmat liikkeet ovat tällä alueella. Liikkeet tapahtuvat täysin kiinni olevasta kielestä saatujen

rasitusten mukaan eli avoin kieli lähtee liikkumaan tukikiskosta poispäin junan pyörän ollessa Railexin kohdalla. Tämän jälkeen pyörä etenee jälleen kohtaan, jossa se alkaa työntää kiinni olevaa kieltä kohti Railexia ja se saa myös avoinna olevan kielen taipumaan hieman samaan suuntaan. Voidaan havaita, että nämä ovat oikeastaan ainoat merkittävät liikkeet, jotka avoimessa kielessä tässä tapauksessa tapahtuu.

5.3.4 Voimat ajettaessa myötävaihteeseen

Voimien tarkastelu tässä viimeisessä tapauksessa etenee täysin edellä osoitetun mukaisesti. Kuva 69 esittää Railexin tangossa ja vaihteenkääntölaitteen tangoissa vallitsevien voimien suhdetta avoimessa kielessä tapahtuviin siirtymiin junan 916 ajaessa vaihteeseen.



Kuva 69. Kiinni olevan kielen siirtymät ja tangoissa vaikuttavat voimat 17.11.2011 junan 916 ajaessa vaihteeseen. Voiman positiiviset arvot merkitsevät tangon vetokuormitusta ja negatiiviset arvot puristuskouormitusta.

Railexin tangossa on alkuhetkillä havaittavissa samantyyppistä puristuskouormituksen lisääntymistä kuin kuvassa 65. Voiman muutokset tangossa vastaa muutenkin todella hyvin kuvassa 65 näkyvää käyttäytymistä. Tämä on tietenkin melko selvää, sillä tankohan on yhtenäinen rakenne, jossa voimat pääsevät välittymään Railexin eri puolille. Tämä alussa näkyvä puristuskouormitus kompensoituu kuitenkin kielen kannan hyvin pienellä liikkeellä, joten se ei saa aikaan merkittäviä muutoksia kielen liikkeessä. Suurimmat liikkeet tapahtuvat jälleen pyörän ollessa Railexin kohdalla ja hieman sen jälkeen tangon painaessa avointa kieltä kannan alueelta kohti omaa tukikiskoaan. Vaihteenkääntölaitteen tangossa vallitsee hyvin samantyyppinen tilanne kuin vastavaihteeseenkin ajettaessa eli liikkeet kuoleentuvat jo huomattavasti ennen niiden

siirtymistä kielen kärkeen, jolloin voiman tasot tangossa pysyvät käytännössä hyvin lähellä nollaa. Pientä värähtelyä voiman arvossa on jälleen havaittavissa, mutta se on huomattavasti junan pyörien luomaa kuormitustaajuutta nopeampaa vaihtelua, joten se johtuu luultavimmin vaihdealueen yleisestä värähtelystä niin pysty- kuin vaaka-suunnassakin.

Kielen siirtymistä piirretyt kuvat ovat jälleen skaalattu kukin oman minimi- ja maksimiarvonsa mukaan, joten niiden keskinäinen vertailu ei oikeastaan sovi kuin liikkeen suuntien vertailuun. Avoimen kielen siirtymien lukuarvot on sen vuoksi jälleen hyvä esittää vielä erillisessä taulukossa kiinni olevan kielen tapaan. Auki olevan kielen tapauksessa myös tankoihin kohdistuvien voimien lukuarvojen esille tuonti on tärkeää, koska se tarjoaa tilaisuuden vertailla niitä luvussa 3.4 esitettyihin kielirakenteen kriittisiin aukeamisvoimiin. Nämä kriittiset aukeamisvoimat olivat mitattu nimenomaan ajon aikana auki olevasta kielestä, jolloin edellä taulukossa 3 esitetyt kiinni olevan kielen arvot eivät ole vertailukelpoisia niiden kanssa. Taulukossa 5 on esitetty avoimen kielen siirtymien minimi- ja maksimiarvoja eri junaylityksissä. Niin kuin kuvista 68–71 voidaan huomata, siirtymät eivät ole suurimmillaan aina samojen antureiden kohdalla, joten taulukkoon 5 on valittu aina sen anturin arvo, joka kyseisellä junalla on suurin ja pienin. Tämän taulukon rinnalla on esitetty Railexin tankoon kohdistuvat voimien minimi- ja maksimiarvot taulukossa 6. Vaihteenkääntölaitteen tangon voimia ei ole listattu, koska niiden voidaan jo edellä esitettyjen kuvienkin perusteella todeta olevan hyvin pieniä.

Taulukko 5. Vaihteen auki olevan kielen siirtymät eri junaylityksissä. Taulukossa on värein eroteltu suurimmat ja pienimmät arvot valituista anturista.

| | | | Avoimen kielen siirtymä (mm) | |
|--------------------------|------------|------------|------------------------------|--------|
| | | | Maksimi | Minimi |
| Toijala - Tampere | Päivämäärä | Junanumero | | |
| | 17.11. | 911 | 0,605 | -0,342 |
| | 17.11. | 921 | 0,565 | -0,553 |
| | 17.11. | 923 | 0,524 | -0,268 |
| | 17.11. | 927 | 0,716 | -0,954 |
| | 17.11. | 931 | 0,629 | -0,269 |
| | 17.11. | 933 | 0,451 | -0,149 |
| | 18.11. | 917 | 0,840 | -0,815 |
| Tampere - Toijala | | | | |
| | 17.11. | 916 | 0,691 | -0,630 |
| | 17.11. | 922 | 0,600 | -0,548 |
| | 17.11. | 924 | 0,301 | -0,705 |
| | 17.11. | 928 | 0,377 | -0,531 |
| | 17.11. | 934 | 0,444 | -0,519 |
| | 18.11. | 922 | 0,423 | -0,506 |
| | 18.11. | 924 | 0,209 | -0,799 |

Taulukko 6. Railexin kiinnitystankoon asennetun voima-anturin arvot eri junaylytyksissä. Taulukossa on värein eroteltu anturin suurimmat ja pienimmät arvot.

| | | | Railexin tangon voima (kN) | |
|-------------------|------------|------------|----------------------------|--------|
| | | | Maksimi | Minimi |
| Toijala - Tampere | Päivämäärä | Junanumero | | |
| | 17.11. | 911 | 0,602 | -0,337 |
| | 17.11. | 921 | 0,774 | -0,248 |
| | 17.11. | 923 | 0,499 | -0,229 |
| | 17.11. | 927 | 0,757 | -0,412 |
| | 17.11. | 931 | 0,631 | -0,251 |
| | 17.11. | 933 | 0,637 | -0,281 |
| | 18.11. | 917 | 0,792 | -0,248 |
| Tampere - Toijala | | | | |
| | 17.11. | 916 | 0,805 | -0,328 |
| | 17.11. | 922 | 0,765 | -0,351 |
| | 17.11. | 924 | 0,433 | -0,375 |
| | 17.11. | 928 | 0,749 | -0,253 |
| | 17.11. | 934 | 0,392 | -0,676 |
| | 18.11. | 922 | 0,787 | -0,255 |
| | 18.11. | 924 | 0,747 | -0,353 |

Taulukoista voidaan jälleen huomata, että niin siirtymien kuin voimienkin arvot vaihtelevat suhteessa hyvin paljon eri junien kohdalla. Tämä johtuu suurimmaksi osaksi siitä, että kaikki arvot ovat suhteellisen pieniä. Tästä syystä pienetkin absoluuttisen arvon muutokset tuntuvat suurilta eroilta prosentuaalisesti. Vertailemalla taulukon 3 ja taulukon 5 arvoja, voidaan huomata, että kiinni olevan kielen siirtymät ovat kauttaaltaan suurempia kuin auki olevan kielen. Tämä selittyy sillä, että alkuperäinen kuormitus kohdistuu pelkästään kiinni olevaan kieleen ja johtuu siitä auki olevalle puolelle. Railexin tangon kautta johtuneet voimat eivät saa auki olevalla puolella enää aikaan niin suuria siirtymiä. Auki olevan kielen siirtymiä voidaan verrata myös luvussa 3.4 esitettyihin pakotettuihin siirtymän arvoihin. Luvussa 3.4 esitettyssä tutkimuksessa avointa kieltä rasitettiin siirtymäohjatusti monessa eri testissä. Näiden testien siirtymäamplitudien arvot olivat Railexin kohdalla alueella 6–28 mm. Ne olivat siis pienimmilläänkin noin kymmenkertaisia taulukossa 5 nähtäviin todellisella juna-kuormalla saatuihin arvoihin verrattuna. Näiden testien keskinäinen vertailu on siis lopulta melko hyödytöntä, koska kriittiset aukeamisliikkeet näyttäisivät olevan täysin eri suuruusluokkaa tarkasteltujen junan veturien aikaan saamaan liikkeeseen verrattuna.

Railexin ja kielen välisessä tangossa vallitsevat voimat eivät kuitenkaan ole kymmenen kertaa pienempiä kuin aiemmissa testeissä saadut kriittiset aukeamisvoimat. Tämä kertoo siitä, että voiman muuttuessa siirtymät muuttuvat suhteessa huomattavasti enemmän. Tämä luo tiettyä kriittisyyttä tangoissa vallitseville voimille, sille niiden pienellä kasvulla voi olla hyvin suuri merkitys vaihteen kielten liikkeeseen.

5.3.5 Yhteenveto auki olevan kielen käyttäytymisestä

Yhteenvetona auki olevan kielen käyttäytymisestä voidaan todeta se, että kielen liikkeissä on hyvin selkeästi huomattavissa tiettyjä toistuvia taipumakuvioita, jotka ovat lähtöisin junan aiheuttamasta akselikuormasta. Avoimen kielen tapauksessa juna ei kuitenkaan suoranaisesti kuormita kieltä, vaan kaikki kuormitus kieleen tulee Railexin kiinnitystangosta. Kiinnitystanko välittää kaikki kiinni olevaan kieleen kohdistuneet junakuormitukset avoimeen kieleen, jolloin avoimen kielen käyttäytyminen on oikeastaan täysin riippuvainen kiinni olevaan kieleen kohdistuvista rasituksista.

Siirtymien ja voimien lukuarvot vaihtelevat myös avoimessa kielessä kiinni olevan kielen käyttäytymisen mukaan. Kriittisimmät siirtymät tapahtuvat jälleen auki olevan kielenkin tapauksessa junan pyörän ollessa noin neljän metrin päässä kielen kärjestä. Siirtymän ja voiman lukuarvot ovat tarkastelluissa tapauksissa kaikesta huolimatta suuruudeltaan niin auki kuin kiinni olevassa kielessä niin pieniä, että ne eivät pääse vaikuttamaan negatiivisesti vaihteen toimintaan. Vaihteen kielten käyttäytymisessä on kuitenkin havaittavissa tietyillä ajanhetkillä vaihteen toiminnan kannalta epäsuotuisia taipuman ja voiman suuntia, jotka saattavat koitua ongelmaksi, jos junan aiheuttamat kuormat jostain syystä kasvaisivat suuruusluokkaa isommiksi. Tässä työssä saadut tulokset osoittavat, että pienelläkin junasta tulevalla herätevoiman kasvulla on mahdollista saada aikaan suuria siirtymiä kielissä, joten tätä herätevoiman hetkittäistä kasvamista on tarpeen tutkia jatkossa lisää.

6 Tavarajunien kuormituksen vaikutus vaihteen käyttäytymiseen

Veturien aiheuttaman kuormituksen perusteella saatiin vahva käsitys siitä, kuinka koko vaihderakenne käyttäytyy tavallisten yksittäisten junakuormien alla. Käyttäytymisen voidaan todeta olevan näillä kuormituksilla hyvin toistuvaa ja se on ymmärrettävästi hyvin suurelta osin riippuvainen telirakenteen akselikuormituksesta. Veturien kuormitus on kuitenkin lopulta melko lyhytkestoista ja akselipainotkaan eivät saavuta aivan Suomen rataverkolla sallittuja maksimikuormia. Tästä syystä tutkimuksiin on syytä ottaa mukaan myös tavarajunien tuomat kuormitukset, jotka kohdistavat rataa usein veturia pitkäkestoisempaa ja raskaampaa kuormitussykliä. Tätä raskaiden kuormitusten aiheuttamaa käyttäytymistä tutkimalla saadaan hyvä vertailukohta edellisessä kappaleessa esitetyille käyttäytymismalleille.

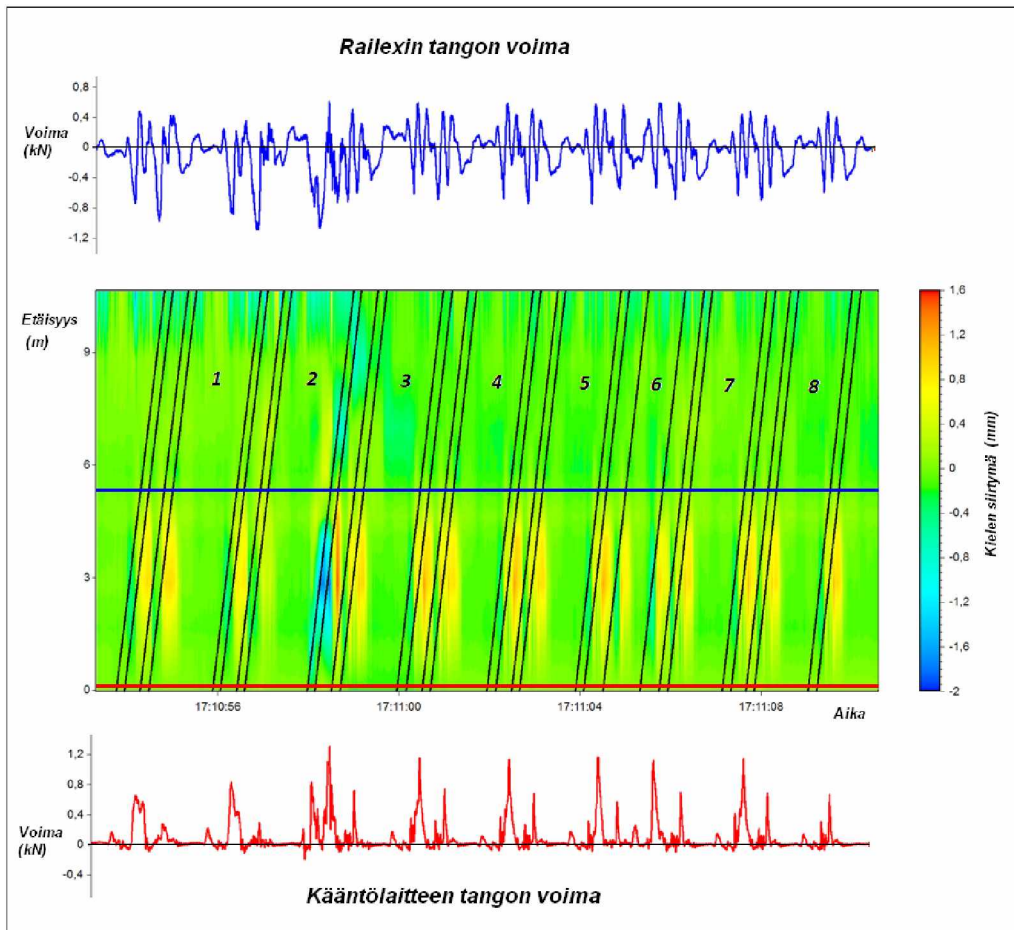
6.1 Kiinni olevan kielen käyttäytyminen

Vaihteen käyttäytymistä on selkeintä lähteä tutkimaan samoilla tutkimusmetodeilla kuin aiemminkin, jotta tulokset olisivat suoraan vertailukelpoisia keskenään. Tiettyjä muutoksia analysointiin täytyy tietenkin tehdä, jotta saadaan paremmin esiin tavarajunan tuomat ominaispiirteet. Tärkeimmät näistä ominaispiirteistä ovat nimenomaan kuormituksen pitkäkestoisuus ja toisaalta taas kuormituksen suuri vaihtelevuus. Pitkäkestoisia kuormituksia tutkimalla halutaan nimenomaan tarkastella, muodostuuko kieleen minkäänlaisia resonointitilanteita. Tällaiset resonointitilanteet saattaisivat kasvattaa siirtymiä ja nostaa tangossa vallitsevia voimia, jolloin vaihteen toiminta häiriintyisi. Kuormituksen vaihtelevuudella tarkoitetaan sitä, että akselipainot voivat vaihtua hyvinkin paljon riippuen siitä, onko tavaravaunu tyhjä vai kuormattu. Yksittäisen vaunun paino voi siis vaunutyyppin ja kuormausasteen perusteella vaihdella noin 13–90 tonnin välillä, jolloin analysoinnissa on otettava erikseen huomioon jokaisen vaunun akselipainot. Analysoinnissa on tutkittava vaunujen kokonaispainon sijaan nimenomaan akselipainoa, koska tavarajunien vaunut voi olla joko 2- tai 4-akselisia. Tällöin vaunun kokonaispaino ei vielä kerro koko totuutta kuormituksen suuruudesta. Tavarajunien aiheuttaman kuormituksen eroja veturien kuormitukseen saataisiin siis käytännössä parhaiten vertailtua pitkällä, mahdollisimman täyteen lastatulla, tavarajunalla tai sen osalla. Tavarajunat ovat kuitenkin yleensä hyvin pitkiä kokonaisuuksia, joissa voi olla reilusti yli 20 vaunua. Tällöin ei ole välttämättä tarkoituksenmukaista tarkastella junaa koko pituudeltaan, koska kuormitus vain toistaa itseään. Pitkäkestoisen kuormituksen vaikutuksen rataa pystyy näkemään täysin jo 5–10 vaunun pituisella tarkastelujaksolla. Tällöin analysointikuvatkin pysyvät selkeämpinä, kun tarkastelun aikaväliä ei tarvitse kasvattaa liian suureksi.

Hyvä esimerkki tällaisesta pitkäkestoisesta raskaasta kuormituksesta nähdään kuvassa 70, jossa on kuvattuna junanumerolla 3519 liikkuvan junan aiheuttamaa käyttäytymistä vaihteen kielissä. Kuvaan on tuotu suoraan mukaan myös tangoissa vaikuttavat voimat, koska ne ovat edellä osoitetun mukaisesti vahvasti liitoksissa kielen siirtymiin. Junassa oli kyseisenä päivänä 16.11.2011 yhteensä 25 täyteen lastattua vaunua, joista kuvassa näkyy siis nyt vain 8 viimeisintä vaunua (kaksi ensimmäistä viivaa kuvaa 9. viimeisen vaunun takatelin pyöriä). Nämä ovat kolmanneksi viimeisintä vaunua lukuun ottamatta kaikki neliakselisia raakapuuvaunuja, joiden kokonaispainot vaihtelevat 70–75 tonnin välillä. Kolmanneksi viimeisin vaunu (kuvassa numero 6) on

tyypiltään 2-akselinen yleisavovaunu, jonka kokonaispaino on 38 tonnia. Näin ollen kaikki kuvassa näkyvät akselit kuormittavat rataa keskimäärin noin 17,5–19 tonnin kuormalla.

Kuvasta 70 voidaan nähdä, että käyttäytyminen on liikkeiden osalta käytännössä samanlaista kuin veturikuormienkin alla. Tämä osoittaa melko selkeästi sen, että pitkäkestoiset raskaat kuormat eivät näissä tutkituissa tapauksissa aiheuta rakenteissa resonointi-ilmiöitä. Kielen liike ja tankoihin vaikuttavat voimat pääsevät rauhoittumaan aina etu- ja takatelin välissä, jolloin takateli ei pääse lisäämään etutelin tuomia rasituksia. Kuvassa näkyy hyvin myös tavarajunille tavanomaisen vaunujen epätasaisen kuormauksen vaikutus ratarakenteen käyttäytymiseen. Kuvan 70 toinen vaunu on selkeästi kuormattu epätasaisesti, jolloin vaunun takatelillä on huomattavasti enemmän painoa, kuin etutelillä. Tässä tilanteessa akselikuorma ei pääse takatelin-kään kohdalla nousemaan onneksi kuin 20 tonnin tasolle. Tällaiset epätasaisuudet saattavat kuitenkin johtaa äärimmäisissä tapauksissa huomattavasti sallittua 22,5 tonnia suurempiin akselipainoihin, mikä ymmärrettävästi aiheuttaa ongelmia ratarakenteen kestävyydelle.



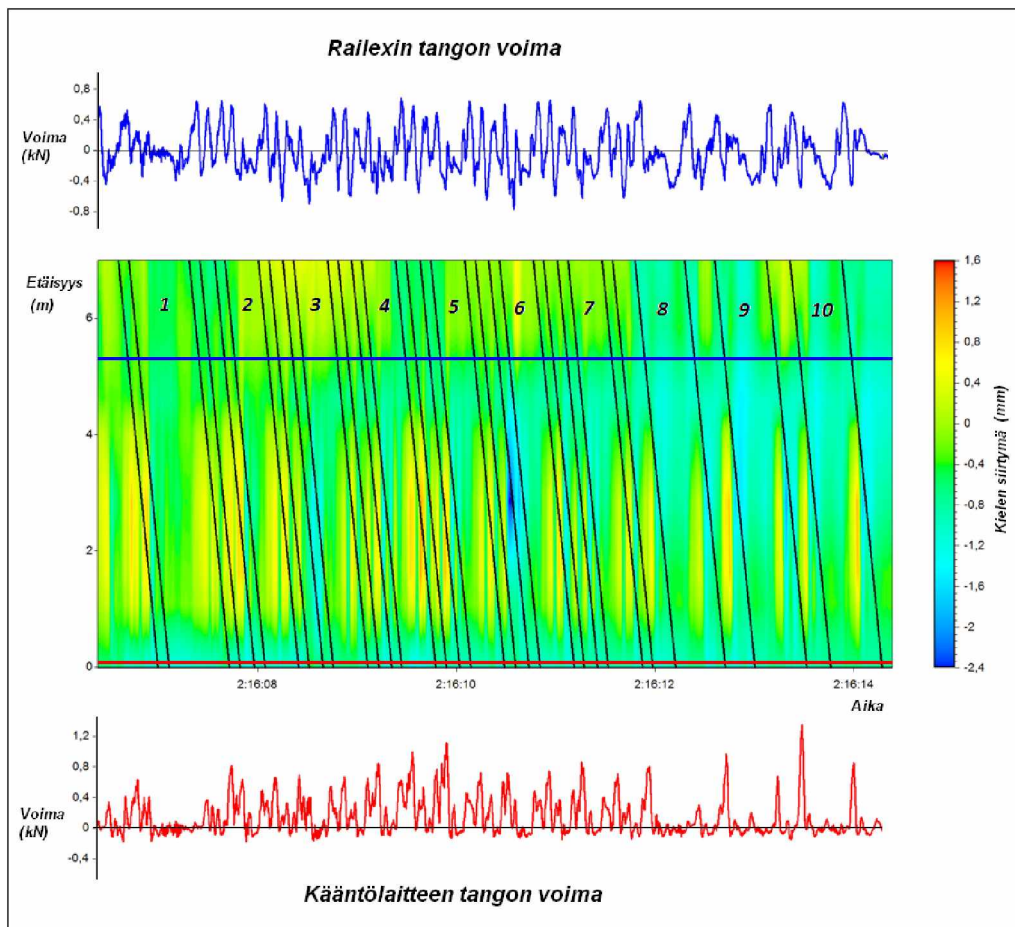
Kuva 70. Kiinni olevan kielen siirtymät ja tangoissa vaikuttavat voimat 16.11.2011 tavarajunan 3519 ajaessa vaihteeseen vastavaihteen suunnasta. Numeroiden havainnollistavat kunkin vaunun keskikohtaa

Kielen siirtymien lukuarvoista voidaan todeta se, että ne eivät tasaisesti kuormattujen vaunujen kohdalla ole dramaattisesti suurempia kuin peruskäyttäytymisen ohessa esiin tuodut arvot. Railflexin ja kielen välisessä tangossa on kuitenkin havaittavissa ajoittain hieman suurempia puristuskuormituksen arvoja, jotka kasvavat hieman yli 1 kN tasolle. Tämä on siis vaihteen normaalin toiminnan kannalta se epäsuotuisampi

voiman suunta. Puristuskuormat Railexin tangossa pyrkivät kääntämään kieliä toiseen ääriasentoon, mikä on ymmärrettävästi hyvinkin kriittistä vaihteen toiminnan kannalta. Osa näistä suuremmista puristuskuormista johtuu äsken esille tulleesta epätasaisesta kuormauksesta, joten huolellisella kuormauksella näiltäkin kuormituksilta voidaan ainakin osin välttyä. Vaihteenkääntölaitteen tangon voimissa kuormituksen kasvu on tällä samalla ajanhetkellä melko marginaalista. Tämä johtuu siitä, että varsinaiset kuormitukset tapahtuvat kuvan 62 mukaisesti lähempänä Railexia, jolloin ne eivät vaikuta niin herkästi vaihteenkääntölaitteen tangon voimiin.

Näiden tutkimusten perusteella voidaankin sanoa, että tavaravaunujen kohdalla kriittisimmäksi värähtelyyn vaikuttavaksi asiaksi nousee nimenomaan yksittäisten tavaravaunujen suuret akselikuormat, eikä niinkään kuormituksen pitkäkestoisuus. Suurien akselikuormien lisäksi on syytä tutkia myös venäläisen kaluston vaikutusta vaihteen käyttäytymiseen. Venäjällä käytettävän raideleveyden 1520 mm johdosta venäläisten vaunujen pyöränlaippojen nimellismitta on 4 mm pienempi muuhun Suomessa liikkuvaan kalustoon verrattuna, mikä saattaa vaikuttaa kaluston aiheuttamaan kuormitukseen ja sitä kautta kielien käyttäytymiseen. Aiemmat kokemukset ovat myös osoittaneet, että venäläisten vaunujen telit saattavat jäädä kaarteiden jälkeen hieman kiertyneeseen asentoon, jolloin ne kulkevat vinossa suhteessa kiskoihin. Tämä saattaa lisätä merkittävästi poikittaissuuntaisia kuormituksia.

Kuvassa 71 on osoitettu, kuinka vaihteen kiinni oleva kieli käyttäytyy kohtalaisen raskaasti kuormattujen venäläisvaunujen rasituksesta. Kuvassa näkyy yhteensä 10 viimeisintä vaunua junanumerolla 3592 kulkeneesta junasta, joka kulki Tampereelta Turkuun päin 22.11.2011. Kuvan 7 ensimmäistä vaunua on venäläisiä vaunuja. Ensimmäinen näistä vaunuista on tyhjä katettu vaunu, mutta seuraavat kuusi on kuormattu ja VGOBO-säiliövaunuja, joiden kokonaispaino vaihtelee 63–80 tonnin välillä. Seuraava vaunuista on tyhjä yleisavovaunu, jota seuraa vielä kaksi katettua vaunua, kuormaltaan noin 90 tonnia kumpikin. Kuvassa 71 näkyy siis sekä suomalaisella että venäläisellä telirakenteella olevia kuormattuja ja kuormaamattomia vaunuja.



Kuva 71. Kiinni olevan kielen siirtymät ja tangoissa vaikuttavat voimat 22.11.2011 tavarajunan 3592 ajaessa vaihteeseen myötävaihteen suunnasta. Numerot havainnollistavat kunkin vaunun keskikohtaa.

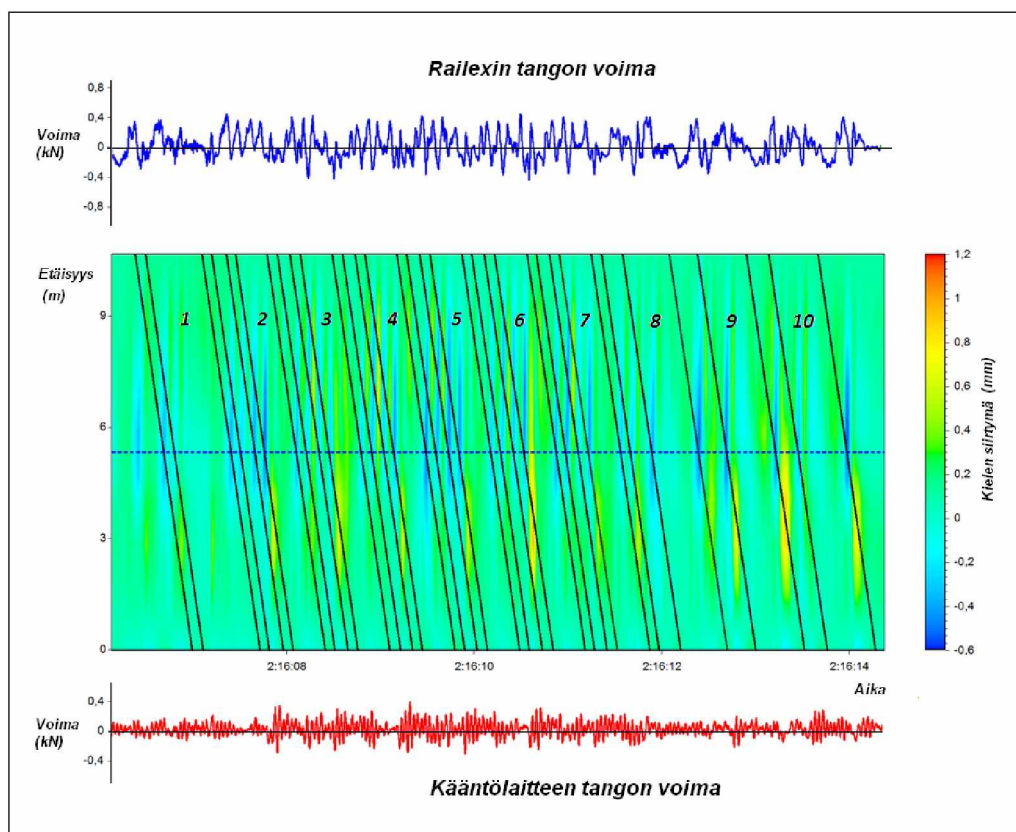
Käyttäytyminen on jälleen hyvin vertailtavissa kuvassa 65 näkyvään kielten käyttäytymiseen. Kuvassa 71 käytettävä suurempi ajan tarkasteluväli hieman hankaloittaa näiden kahden kuvan vertailua, koska junan aikaansaamat värähtelyliikkeet näkyvät kapeampina viivoina, mutta todellisuudessa ne ovat todella lähellä toisiaan. Suhteessa edelliseen kuvassa 70 esitettyyn kuormitukseen, venäläisten vaunujen akselivälit ovat hieman erilaiset. Telikeskiöväli ei ole näissä vaunuissa yhtä suuri, jolloin rataa muodostuu kuormitusta hieman tasaisemmalla taajuudella. Tällöin saattaisi olla vaarana, että vaihteen rakenneosat lähtisivät helpommin resonoimaan kuormituksen kanssa. Se saa kyllä sekä siirtymien että voimien kohdalla aikaan nopeampaa värähtelyä, mutta resonointi-ilmiötä ei ole missään vaiheessa havaittavissa. Painavimman säiliövaunun etuteli (kuvan vaunu 6) saa kielessä aikaan hieman isomman liikkeen kohti tukikiskoa, mutta tämä ei ole vaihteen toiminnan kannalta kovinkaan kriittistä, koska kieli painautuu tällöin entistä lujemmin tukikiskoa vasten.

Vaihteen kiinni olevan kielen käyttäytymisessä ei siis näy tavarajunista johtuen kovinkaan suuria muutoksia suhteessa veturien luomaan käyttäytymiseen. Tämä on toisaalta hyvin ymmärrettävää, koska veturien akselipainot vastaavat käytännössä raskaimpien tavarajunien akselipainoja. Tavarajunien kohdalla suurin ero suhteessa vetureihin on raskaan kuormituksen pitkäkestoisuus, mutta sillä ei osoitetusti ole suurtakaan vaikutusta kiinni olevan kielen käyttäytymiseen. Tämän perusteella ei kuitenkaan voida olla täysin varmoja, miten venäläisen kaluston tuoma nopea ja ras-

kas kuormitusyksi vaikuttaa vaihteen auki olevan kielen värähtelyyn, joten on syytä tutkia myös avoimen kielen käyttäytymistä tämän samaisen tavarajunan kuormituksen alaisena.

6.2 Auki olevan kielen käyttäytyminen

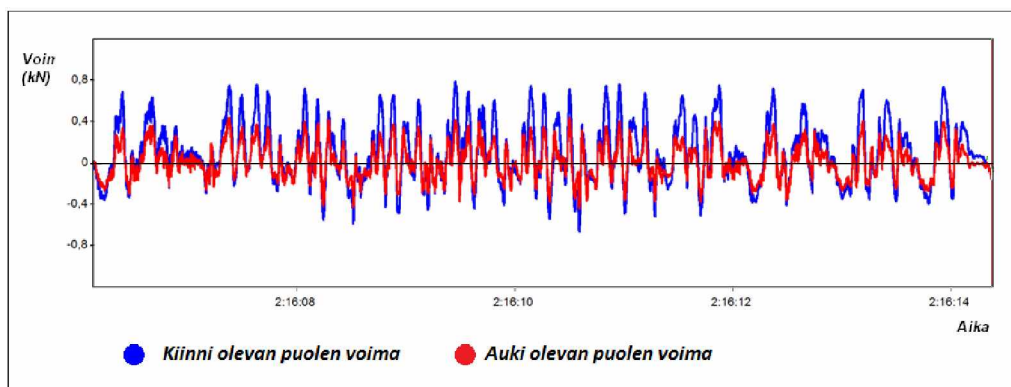
Vaihteen peruskäyttäytymisen yhteydessä saatiin selville, että auki oleva kieli liikkuu lopulta vähemmän kuin kiinni oleva kieli. Tämä oli yksinkertaisesti selitettävissä sillä, että alkuperäinen kuormitus kohdistuu kiinni olevaan kieleen. Tässä tilanteessa ei kuitenkaan päästy näkemään auki olevan kielen käyttäytymistä pitkäkestoisemman kuorman vaikutuksesta. Avoimena oleva kieli on lepotilassaan varsinkin Railexin kohdalta pienemmällä kuormituksella kuin kiinni oleva kieli, jolloin se voisi herkemmin lähteä resonoimaan ulkopuolisten kuormitusten vaikutuksesta. Tätä asiaa on pyritty tarkastelemaan kuvan 72 avulla, jossa näkyy siis avoimen kielen käyttäytyminen äsken esitellyn, pääosin kuormatuista venäläisistä vaunuista koostuvan, junakuorman alla.



Kuva 72. Auki olevan kielen siirtymät ja tangoissa vaikuttavat voimat 22.11.2011 tavarajunan 3592 ajaessa vaihteeseen myötävaihteen suunnasta. Numerot havainnollistavat kunkin vaunun keskikohtaa.

Kuvasta 72 nähdään heti, että myöskään avoimena olevassa kielessä ei ole havaittavissa minkäänlaista resonointiin viittaavaa käyttäytymistä. Kieli värähtelee siis käytännössä hyvin samaan tapaan kuin kuvissa 68 ja 69 jo aiemmin esitettiin. Suurimmat erot näkyvät siinä, että tavaravaunujen kuormittamana kieli taipuu omaa tukikiskoaan kohti myös kielen kärjen alueelta. Tämä on seurausta siitä, että tavarajunan kaikkein raskaimmat vaunut eli vaunut 6, 9 ja 10 painavat tukikiskoja ja pölkyjä voimakkaasti alaspäin myös kärjen alueelta, jolloin auki olevan kielen on helpompi päästä liikku-

maan pienentyneen kitkan ansiosta. Siirtymän arvot eivät kuitenkaan pääse kasvaamaan kovinkaan suuriksi, vaan ne pysyttelevät maksimissaankin noin 1 mm tasolla. Kielen tukikiskosta poispäin olevat liikkeet tapahtuvat yhä pelkästään kielen kannan alueella ja ne ovat suuruudeltaan hyvin lähellä jo aiemmin taulukossa 5 esille tuotuja arvoja. Voimia tutkittaessa voidaan huomata, että avoinna olevaa kieltä paikallaan pitävien tankojen voimat ovat yleisellä tasolla jopa hieman pienempiä kuin kuvan 69 tilanteessa. Railexin tangossa vallitsevaa voimaa voidaan nyt verrata myös edellisessä kuvassa Railexin toiselta puolelta saatuun voimaan, koska kuormitustilanne on täysin sama kummassakin tilanteessa. Tangon voimia Railexin kummallakin puolella on vertailtu kuvassa 73.



Kuva 73. Tangon voimakuvaajat Railexin kummaltakin puolelta.

Kuvan 73 avulla nähdään, että voiman muutokset tapahtuvat tangon eri puolilla täysin yhtäaikaaisesti, mutta mittauspisteiden välissä oleva Railexin jousimekanismi ottaa osan kiinni olevalta puolelta tulevasta voimasta itseensä. Railexin jousimekanismi toimii siis käytännössä iskunvaimentimena auki olevalle kielelle. Tämä on siis perimmäinen syy sille, miksi kiinni olevan kielen siirtymät eivät pääse täysin johtumaan auki olevaan kieleen.

6.3 Yhteenvedo tavarajunien kuormituksen vaikutuksesta

Edellisissä luvuissa tarkasteltiin tavarajunien aiheuttaman kuormituksen vaikutusta vaihteen käyttäytymiseen. Tavarajunien muodostama kuormitus eroaa hieman matkustajajunien muodostamasta kuormituksesta, koska se saa normaalisti ratarakenteessa aikaan pidempikestoisen ja isojen akselipainojen takia raskaamman kuormituksen. Tällöin on isompi mahdollisuus, että vaihteen kielet lähtevät resonoimaan kuormituksen kanssa saaden aikaan merkittävää värähtelyä koko vaihderakenteeseen. Tämä merkittävä värähtely haittaisi toteutuessaan vaihteen normaalia toimintaa ja saattaisi pahimmassa tapauksessa saada aikaan vaihteen lukituksen aukeamisen.

Edellisissä kappaleissa esitettyjen yksittäisiä junanylityksiä koskevien tarkastelujen perusteella voidaan kuitenkin todeta, että tavarajunien aiheuttamat pitkäkestoiset ja raskaat kuormitukset eivät saa kummassakaan kielessä aikaan mitään veturikuormituksista poikkeavaa käyttäytymistä ja resonointi-ilmiötä ei ole havaittavissa. Kielet käyttäytyvät tässäkin tapauksessa hyvin pitkälle luvussa 5 esitettyjen käyttäytymismallien mukaan.

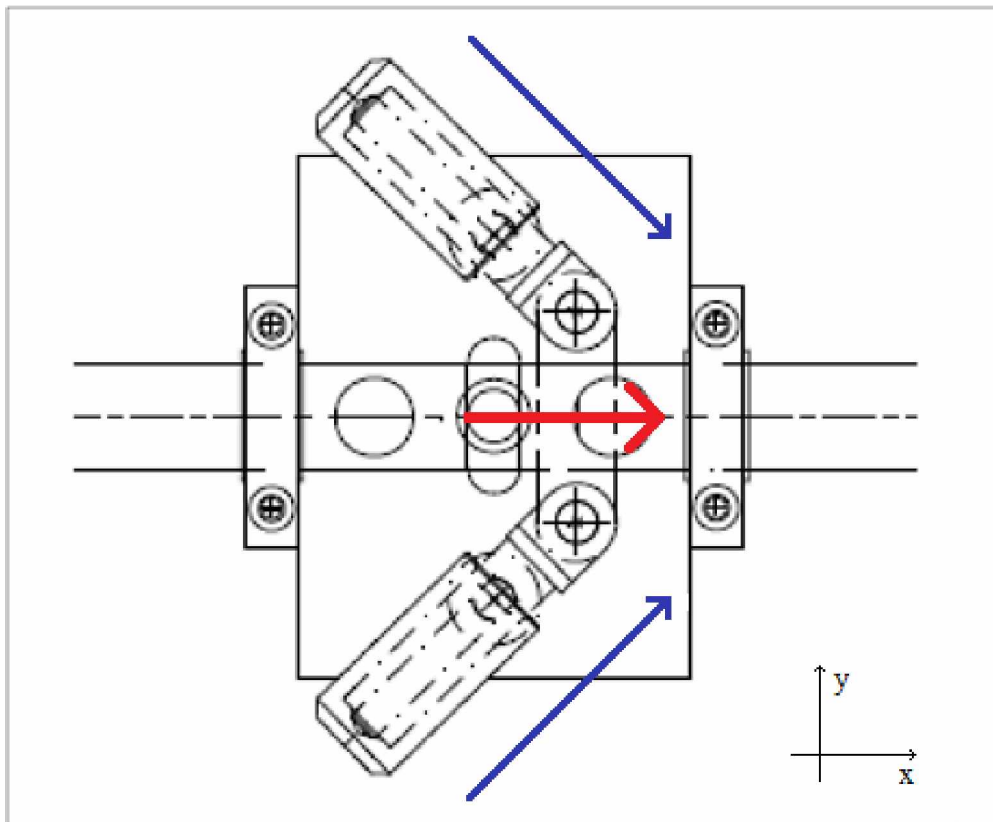
7 Railex-kääntöavustimen kuormituskokeet

Edellisessä luvussa esitetyissä kenttämittauksissa selvitettiin todellisten junakuormitusten vaikutusta ratarakenteen poikittaissuuntaiseen värähtelykäyttäytymiseen. Näihin mittauksiin sisältyi myös vaihteen kääntöavustimen tangon voimamittaukset junien yliajojen aikana, jolloin saatiin selville, kuinka suuria voimavaihteluita kappaleessa 2.3.4 kuvatun kääntöavustimen jousimekanismin tulee kestää ollakseen turvallinen. Kääntöavustimen jousimekanismin kääntämiseen tarvittavia voimia arvioitiin alustavasti jo kenttämittausten aikana ja nämä arviot on esitetty kuvassa 60. Nämä tulokset eivät kuitenkaan ole täysin tarkkoja, eivätkä ne kerro oikeastaan mitään jousimekanismin varsinaisesta toimintaperiaatteesta. Jotta voidaan olla täysin varmoja kääntöavustimen turvallisesta toiminnasta, on todella oleellista tutkia tarkemmin sen toimintaperiaatetta ja värähtelyominaisuuksia. Näin varmistutaan, ettei kääntöavustimen toiminta ainakaan lisää vaihteen toiminnalle hyvin haitallista poikittaisvärähtelyä.

Tässä luvussa selvitetään yksityiskohtaisesti vaihteen kääntöavustimen toimintaperiaate, sekä jousimekanismin kääntämiseen tarvittavat voimat. Toimintaperiaate ja kääntövoiman teoreettinen arvo saadaan selville yksinkertaisesti jousimekanismin geometrian avulla, jonka jälkeen tätä arvoa voidaan verrata laitteen todellisiin voimiin. Laitteessa vallitsevat todelliset voimat saadaan selville laboratoriotestien avulla, jossa kääntöavustinta kuormitetaan ilman kisko- tai kielirakenteita sekä staattisesti että dynaamisesti.

7.1 Railexissa vaikuttavien voimien laskennallinen selvittäminen

Kääntöavustimen toimintaperiaatteen tutkiminen lähti tässä projektissa liikkeelle Railexin jousimekanismin geometrian määrittämisestä. Laitteen toiminta perustuu tangon mukana kääntyvien jousien tuottamaan voimaan. Jousten liikerata muodostaa yhdessä tangon kanssa kolmion, jonka geometrian avulla pystytään määrittämään Railexin teoreettiset voimatasot liikkeen aikana. Kuvasta 74 voidaan nähdä, että jousien tuottamat voimat ei kohdistu suoranaisesti liikettä vastaan, jolloin varsinainen liikettä vastustava voima on jokaisessa asennossa vain jousivoimien tangon suuntaisten komponenttien summa.

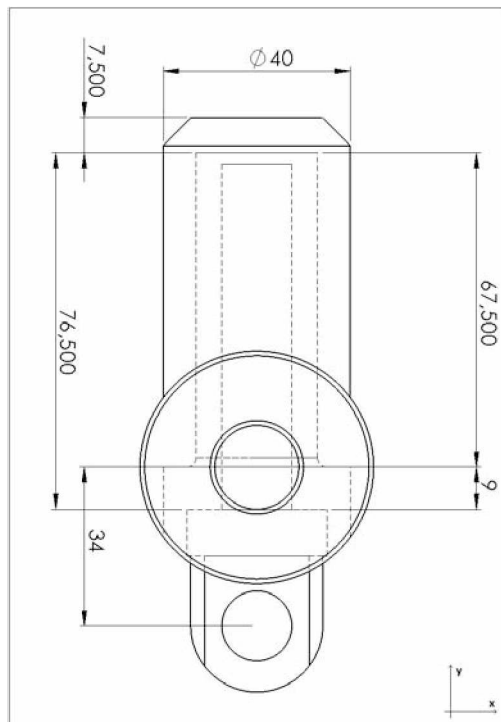


Kuva 74. Jousirakenteen kääntyminen kohti päätyasemaa. Siniset nuolet osoittavat jousien tuottamaa voimaa ja punainen nuoli osoittaa voimien tangon suuntaisten komponenttien summaa. Lainattu muokattuna lähteestä [1].

Railexin toiminnan kannalta ymmärrettävästi vain jousivoiman tangon suuntaisella voimakomponentilla on merkitystä laitteen toiminnalle. Tämän voimakomponentin arvo voidaan laskennallisesti määrittää, kun tiedetään Railexin jousimekanismin kiinnityspisteiden kohtisuorat etäisyydet ja mekanismin sisällä olevien jousien jousivakio. Kuvasta 74 voidaan nähdä, että voiman arvo muuttuu jousien kulman funktiona. Tämä funktio on kuitenkin helpoin saada selville taulukoinnin avulla. Taulukossa 7 on esitettyinä voimakomponentin laskennallisia arvoja, kun tankoa lähdetään poikkeuttamaan keskiasennostaan kohti päätyasemaa. Laskelmissa on käytetty hyväksi Railex R 102-rakennetta, jota käytetään lyhyiden vaihteiden kanta-osassa. Tässä rakenteessa jousen kiinnityspisteiden kohtisuorana etäisyytenä on käytetty vakiomittaa $y = 34 \text{ mm}$ ja jousivakion arvona $k = 61,1 \text{ N/mm}$, joka mitattiin ennen laskennan aloittamista. Kuva 75 esittää jousikiinnikkeen rakennetta ja kriittisiä mittoja, joiden pohjalta taulukon 7 arvot on pystytty määrittämään.

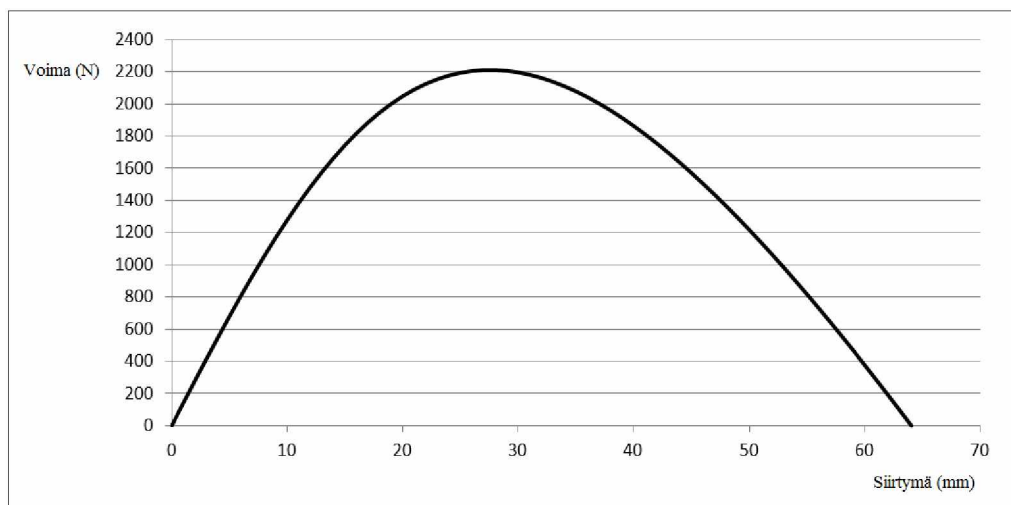
Taulukko 7. Railexissa (R 102) vaikuttavien voimien määrittäminen liike-alueella.

| Tangon siirtymä keskiasennosta [x] (mm) | Jousirakenteen kiinnityspisteiden etäisyys (mm) | Jousen lyhenemä (mm) | Jousen suuntainen voima (N) | Kahden jousen yhteisvoima x-komponentin suuntaan (N) | Koko systeemin jousivaatio (N/mm) | Ominais- taajuus (Hz) |
|---|---|----------------------|-----------------------------|--|-----------------------------------|--------------------------|
| 0 | 34,00 | 38,51 | 2352,72 | 0,00 | - | - |
| 2 | 34,06 | 38,45 | 2349,13 | 275,89 | 153,07 | 15,91 |
| 4 | 34,23 | 38,27 | 2338,39 | 546,44 | 140,61 | 15,25 |
| 6 | 34,53 | 37,98 | 2320,62 | 806,58 | 128,15 | 14,56 |
| 8 | 34,93 | 37,58 | 2295,99 | 1051,74 | 115,73 | 13,84 |
| 10 | 35,44 | 37,07 | 2264,73 | 1278,06 | 103,40 | 13,08 |
| 12 | 36,06 | 36,45 | 2227,13 | 1482,46 | 91,19 | 12,28 |
| 14 | 36,77 | 35,74 | 2183,50 | 1662,73 | 79,13 | 11,44 |
| 16 | 37,58 | 34,93 | 2134,19 | 1817,46 | 67,27 | 10,55 |
| 18 | 38,47 | 34,04 | 2079,55 | 1945,99 | 55,65 | 9,59 |
| 20 | 39,45 | 33,06 | 2019,96 | 2048,32 | 44,30 | 8,56 |
| 22 | 40,50 | 32,01 | 1955,76 | 2124,93 | 33,26 | 7,42 |
| 24 | 41,62 | 30,89 | 1887,30 | 2176,75 | 22,58 | 6,11 |
| 26 | 42,80 | 29,70 | 1814,92 | 2204,95 | 12,28 | 4,51 |
| 28 | 44,05 | 28,46 | 1738,94 | 2210,92 | 2,41 | 1,99 |
| 30 | 45,34 | 27,16 | 1659,65 | 2196,12 | 7,00 | 3,40 |
| 32 | 46,69 | 25,82 | 1577,33 | 2162,09 | 15,90 | 5,13 |
| 34 | 48,08 | 24,42 | 1492,23 | 2110,33 | 24,26 | 6,33 |
| 36 | 49,52 | 22,99 | 1404,59 | 2042,31 | 32,04 | 7,28 |
| 38 | 50,99 | 21,52 | 1314,62 | 1959,41 | 39,20 | 8,05 |
| 40 | 52,50 | 20,01 | 1222,51 | 1862,96 | 45,70 | 8,69 |
| 42 | 54,04 | 18,47 | 1128,46 | 1754,17 | 51,51 | 9,23 |
| 44 | 55,61 | 16,90 | 1032,61 | 1634,17 | 56,58 | 9,67 |
| 46 | 57,20 | 15,30 | 935,11 | 1503,99 | 60,88 | 10,03 |
| 48 | 58,82 | 13,68 | 836,11 | 1364,57 | 64,36 | 10,32 |
| 50 | 60,46 | 12,04 | 735,71 | 1216,76 | 67,00 | 10,53 |
| 52 | 62,13 | 10,38 | 634,04 | 1061,35 | 68,75 | 10,66 |
| 54 | 63,81 | 8,69 | 531,19 | 899,02 | 69,57 | 10,73 |
| 56 | 65,51 | 6,99 | 427,25 | 730,42 | 69,43 | 10,72 |
| 58 | 67,23 | 5,28 | 322,31 | 556,11 | 68,29 | 10,63 |
| 60 | 68,96 | 3,54 | 216,43 | 376,60 | 66,10 | 10,46 |
| 62 | 70,71 | 1,80 | 109,69 | 192,36 | 62,83 | 10,19 |
| 64 | 72,47 | 0,04 | 2,16 | 3,81 | 58,45 | 9,83 |
| 64,04 | 72,51 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 58,35 | 9,82 |



Kuva 75. Railex R 102-tyypin jousikiinnityksen rakenne ja mitat ilman jousia. Kuva esittää tilannetta, jossa Railexin tanko on keskiasennossaan.

Taulukon 7 ensimmäisen rivin lukuarvot edustavat kuvan 75 tilannetta, jossa jousirakenne on täysin kohtisuorassa Railexin tankoa vastaan. Kuvan 75 selkeyttämiseksi varsinainen jousi on jätetty piirtämättä, mutta kuvasta voidaan nähdä, että jousen pituus tässä keskiasennossa on 76,5 mm. Jousen lepopituuden perusteella voidaan määrittää jousen lyhenemä, jota kautta päästään kiinni rakenteessa vaikuttaviin jousivoimiin. Kuten jo aiemmin todettiin, Railexin toiminnan kannalta tärkein ominaisuus on kahden jousen tuottama yhteisvoima x-komponentin suuntaan. Taulukoitujen arvojen perusteella voidaan Railexin rakenteelle piirtää siirtymä-voima-kuvaaja (kuva 76), joka siis käytännössä kertoo laitteen teoreettisen liikettä vastustavan voiman koko liike-alueella.



Kuva 76. Railexin (R 102) Siirtymä-voima -kuvaaja

Railexin tangon mukana kääntyvä jousimekanismi luo laitteelle hyvin mielenkiintoisen voimakuvaajan. Lopullisen tangon suuntaisen voiman suuruuteen vaikuttaa kaksi ominaisuutta, jotka ovat jousen suuntaisen voiman suuruus ja jousen kulma-asema. Liikkeen aikana jousen voima pienenee, mutta samanaikaisesti jousen kulma-asema paranee suhteessa Railexin tankoon. Tämä ominaisuus tekee voimakuvaajasta paraabelin muotoisen, jossa voiman maksimiarvo saavutetaan, kun voiman suuruuden ja kulman yhteisvaikutus on optimaalisimmillaan. Tämä voiman maksimiarvo saavutetaan siirtymän arvolla 28 mm. Ennen tätä pistettä kulman muutos vaikuttaa voiman muutosta enemmän, jolloin x-akselin suuntainen voima kasvaa. Maksimipisteen jälkeen määräävämmäksi ominaisuudeksi tulee pienenevä jousivoima, jolloin myös lopullinen voima pienenee. Laskelmien mukaan voiman maksimiarvo R 102-tyyppin Railexissa on noin 2200 N, jota voidaan verrata myöhemmin tässä työssä esiteltäviin staattisista kuormituksista saatuihin arvoihin. Projektissa oli testattavana myös pidemmissä vaihteissa käytettävä R 202-tyyppin Railex, mutta tätä tyyppiä käytettiin vain kuormituskokeissa, eikä se ollut mukana teoreettisten voimien määrittämisessä. Tangon suuntaisen voiman F_x määrittämisen jälkeen taulukkoon on laskettu myös koko laitteen jousivakio k_a tangon suuntaiselle liikkeelle sekä siitä seuraava laitteen ominaistaajuus f . Nämä saadaan selville yhtälöiden (22), (23) ja (24) avulla.

$$F_x = \frac{2X_0 kx}{\sqrt{x^2 + y^2}} - 2kx \quad (22), \quad k_a = \frac{dF_x}{dx} \quad (23), \quad f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_a}{m}} \quad (24)$$

x on tangon siirtymä keskiasennosta,

y on jousirakenteen kiinnityspisteiden kohtisuora etäisyys,

X_0 on jousirakenteen kiinnityspisteiden etäisyys tangon ääriasemassa (72,5 mm),

k on yksittäisen jousen jousivakio (= 61,1 N/mm) ja

m on tangon massa (15,33 kg)

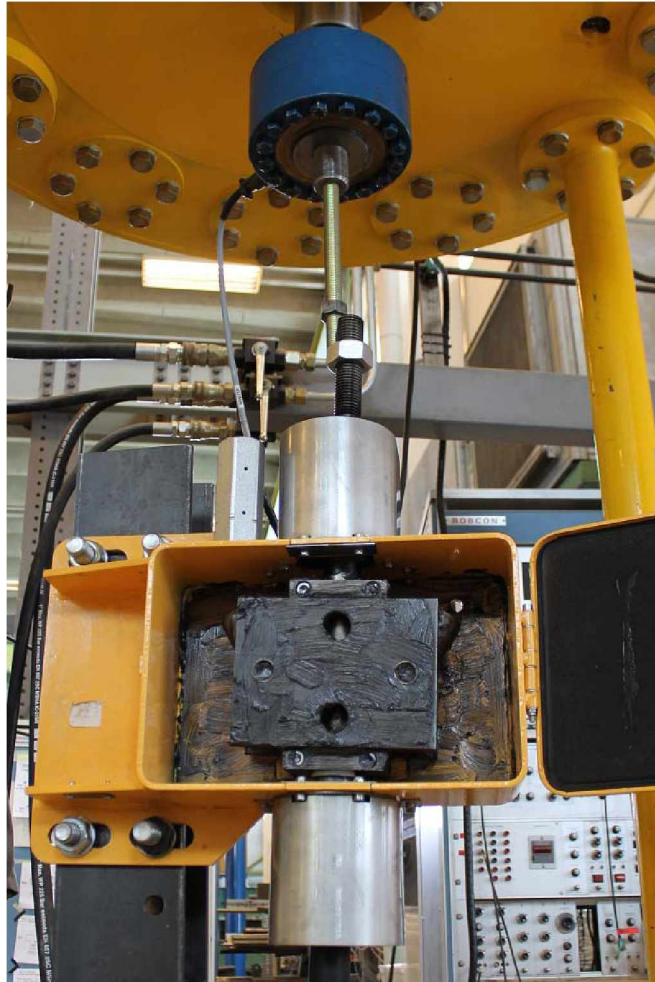
Ominaistaajuus on hyödyllinen tieto määritettäessä kääntöavustimen dynaamisia ominaisuuksia. Kuten taulukosta 7 ja kuvan 76 voimakuvaajasta voidaan nähdä, laitteelle ei ole olemassa yhtä tiettyä jousivakiota. Jousimekanismin kulman muutos muuttaa kääntöavustimen tangon jousto-ominaisuuksia, jolloin sekä jousivakio että ominaistaajuus ovat todellisuudessa siirtymän funktioita. Kääntöavustimen tangon muuttuvasta ominaistaajuudesta voidaan heti päätellä, että laitetta on hyvin vaikea saada resonoimaan. Kääntöavustimen mahdollista resonointia käsitellään kuitenkin vielä erikseen dynaamisten koekuormitusten yhteydessä.

7.2 Kuormituskokeiden koejärjestelyt

Kääntöavustimen teoreettisten voimien määrittämisen jälkeen projektissa siirryttiin testaamaan Railexin todellista käyttäytymistä kuormituskokeiden avulla. Testattavana oli sekä R102-tyyppin sekä R 202-tyyppin Railex, joille tehtiin täysin samat testit. Lähtökohtaisesti tiedettiin, että nämä Railexin eri tyypit eroavat toisistaan ainoastaan jousivoiman suuruuden ja jousimekanismin kiinnityskohdan osalta. Koekuormituksien lähtökohtana oli toteuttaa testit, joiden tuloksia pystytään vertailemaan edellisessä luvussa esiteltyjen laskennallisten arvojen kanssa, sekä tietenkin soveltuvin osin myös keskenään. Näiden tulosten saamiseksi kääntöavustimia kuormitettiin testeissä sekä staattisesti, että dynaamisesti. Seuraavassa on esitelty tarkemmin näiden kahden kuormituksen koejärjestelyt.

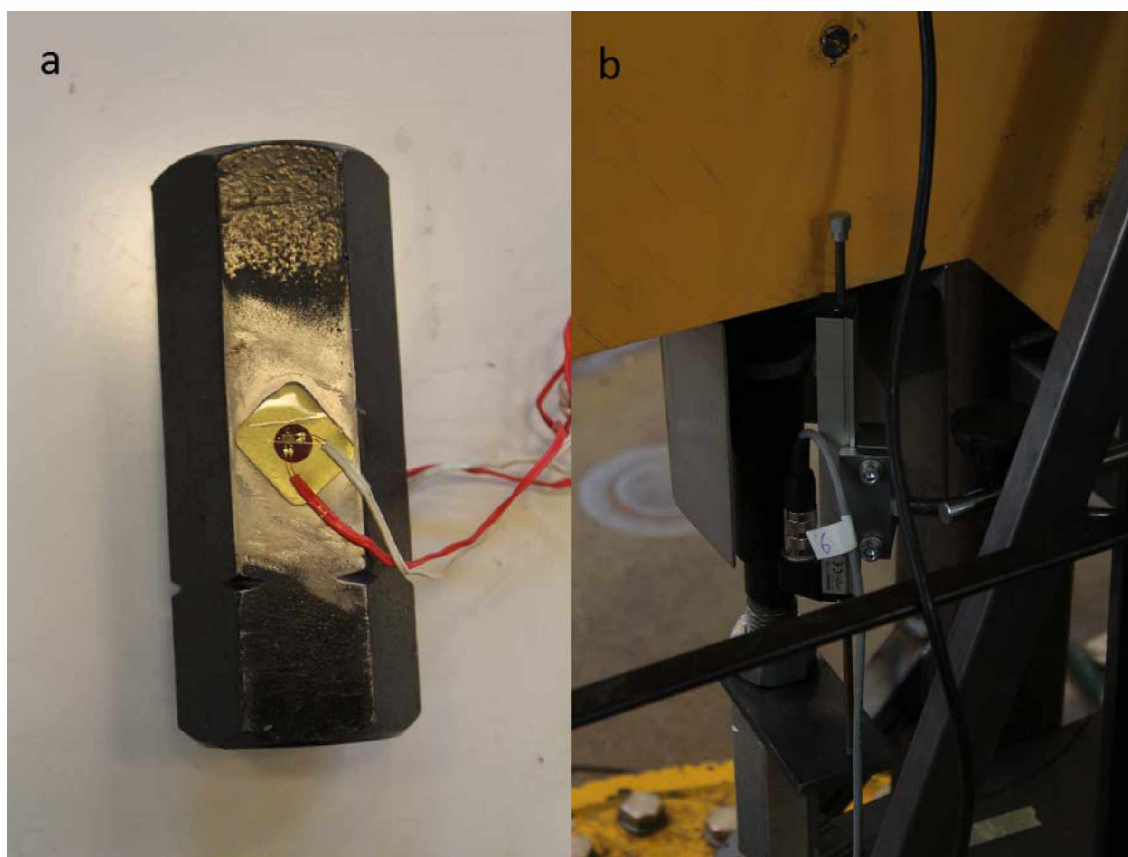
7.2.1 Staattinen kuormituskoe

Kääntöavustimien kuormittamiseen käytetty laitteisto koostui jäykkään kuormituskehään kiinnitetystä siirtymäohjatusta hydraulisylinteristä, sitä ohjaavasta ohjausjärjestelmästä, anturoinnista sekä antureiden mittaussysteemistä. Sylinterin ollessa pystyasennossa, oli myös Railexille rakennettava pystysuuntainen kiinnitysalku, jotta tanko saadaan asianmukaisesti kiinni sylinteriin. Yleiskuva koko kuormituslaitteistosta on esitetty alla kuvassa 77.



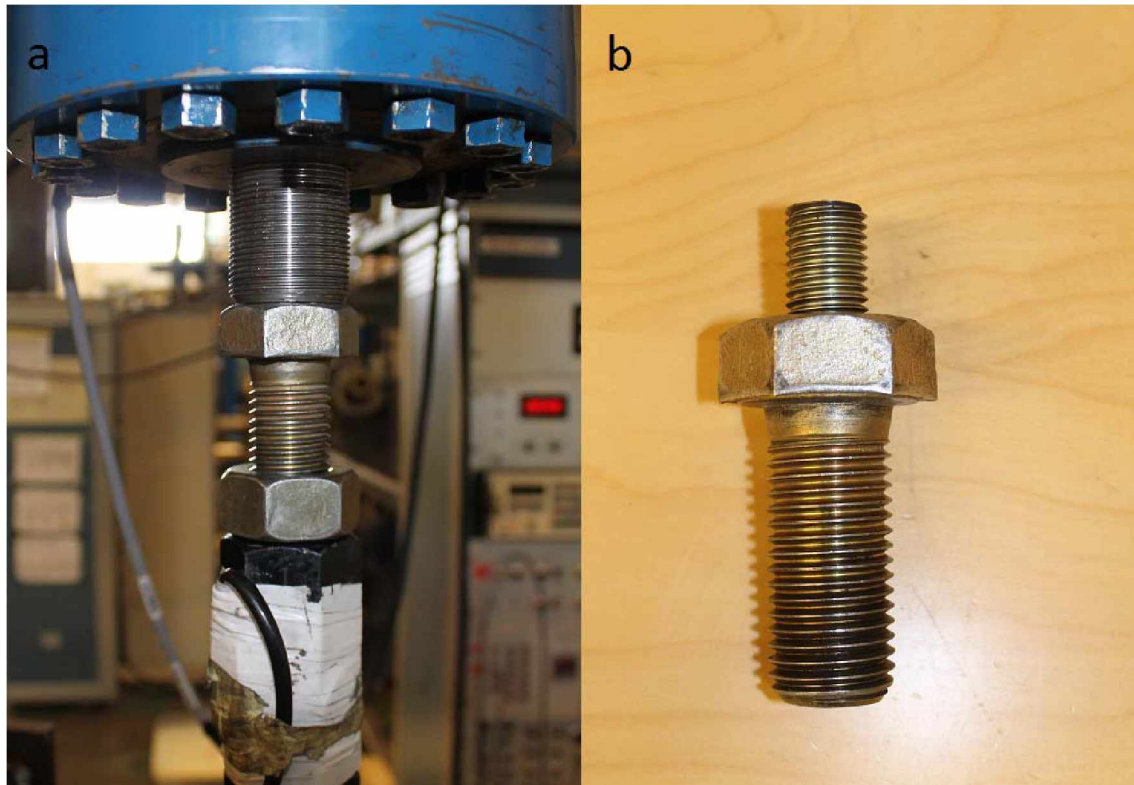
Kuva 77. Yleiskuva Railexin tangon kuormittamiseen käytetystä laitteistosta.

Testauksessa ei käytetty lopulta kovinkaan suurta anturimäärää, sillä näiden testien tarkoituksena oli mitata ainoastaan Railexin tangon liikkeitä ja siitä seuraavia voimia. Kuormitukset toteutettiin kokonaisuudessaan kahdella siirtymä- ja kahdella voima-anturilla. Käyttämällä kahta siirtymä- ja voima-anturia, pystyttiin nämä kaksi suuretta mittaamaan erikseen sekä kuormituslähteenä käytetystä hydraulisylinteristä että kuormituksen kohteena olevasta Railexin tangosta. Kuormitukseen käytetty hydraulisylinteri oli jo etukäteen anturoitu, joten tässä mittauksessa pystyttiin suoraan hyödyntämään näistä antureista saatavaa mittaustietoa. Tangon siirtymä saatiin selville mittaamalla tankoon kiinnitetyn levyn ja Railexin kiinnitysjalan välistä liikettä (kuva 78b). Railexin tankoon kohdistuva voima mitattiin vanttimutteriin kylkeen kiinnitetyillä venymäliuska-antureilla (kuva 78a), jotka olivat helppo kalibroida puristamalla pelkkää vanttimutteria tunnetulla kuormalla.



Kuva 78. (a) Vanttimutteriin kiinnitetty venymäliuska-anturi sekä (b) tangon liikettä mittaava siirtymä-anturi

Staattisten kuormitusten ideana oli kuormittaa kääntöavustimen tankoa siirtymäohjatuksi siten, että tanko liikkuu hyvin rauhallisesti liikealueen reunasta reunaan. Tällöin pystytään mittaamaan jousimekanismin liikettä vastustavat voimat koko liikealueella ilman dynaamisuutta. Kuormitettaessa tankoa ainoastaan toiselta puolelta, hydraulisylinteriin kohdistuu liikkeen aikana sekä puristus- että vetokuormitusta. Jotta hydraulisylinteri pystyisi vastaanottamaan vetokuormitusta, täytyy Railexin tangon ja sylinterin välinen kiinnitys olla täysin kiinteä. Kuva 79a esittää sylinterin ja tangon välistä kiinteää kiinnitystä. Kuva 79b esittää vuorostaan pelkkää kiinnityspulttia, jossa on näkyvillä pultin sisällä kulkeva pienempi kierretanko.



Kuva 79. (a) Railexin tangon ja hydraulisylinterin kiinteä kiinnitys. (b) Kiinteään kiinnitykseen käytetty pultti.

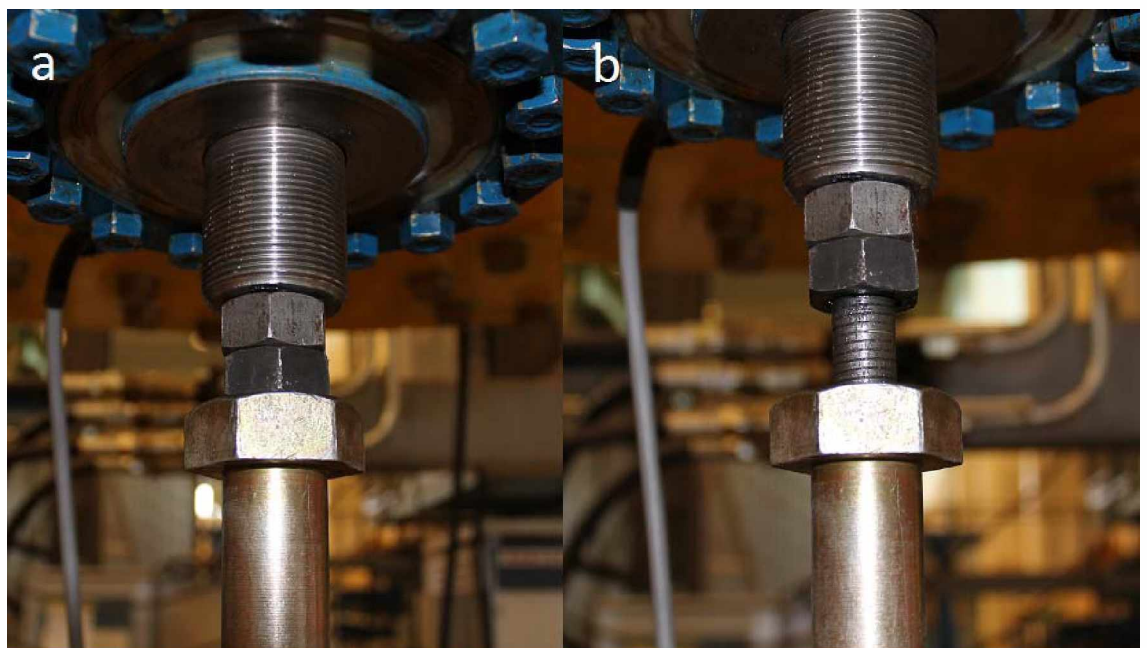
Antureiden sijoittelun ja tangon kiinnityksen jälkeen ryhdyttiin suunnittelemaan hydraulisylinterin ohjausjärjestelmää ja antureiden mittausjärjestelmää staattisia kuormituksia varten. Sylinterin ohjausjärjestelmä sekä antureiden mittausjärjestelmä toteutettiin DasyLab-ohjelmistolla. Sylinterin staattinen ohjaus toteutettiin siirtymäohjatusti generoimalla ohjausjärjestelmässä kolmio-aaltoa, jonka taajuus oli hyvin pieni ($f = 0,05$ Hz). Amplitudille haettiin sopiva arvo siten, että Railexin tanko liikkuisi noin 45 mm keskiasemansa kummallakin puolella. Tämän pidempiä liikkeitä ei tällä kiinteällä kiinnityksellä toteutettu, jotta voitiin varmistua, ettei sylinteri missään tilanteessa aja Railexin tankoa päätyasemaansa vasten. Tällöin olisi vaarana, että voimakas sylinteri hajottaisi Railexin.

7.2.2 Dynaaminen kuormituskoe

Dynaamiset kuormituskokeet suoritettiin täysin samalla voimalähteellä ja anturoinnilla kuin staattisetkin kokeet. Dynaamisia testejä varten täytyi kuitenkin tehdä muutoksia hydraulisylinterin ja Railexin tangon väliseen kiinnitykseen sekä luonnollisesti ohjausjärjestelmään.

Dynaamisten testien pääasiallisena ideana oli tutkia, onko Railexin rakenteella mahdollisesti olemassa joitakin tiettyjä resonointitaajuuksia, jotka saattaisivat lisätä tangon värähtelyä ilman että ulkoista kuormaa kasvatetaan. Dynaamisella testauksella haluttiin myös tutkia, pysyykö Railexin jousimekanismi mukana, jos kuormituksen suuntaa vaihdetaan nopealla taajuudella edestakaisin. Nämä kaksi ominaisuutta saattaisi vaikuttaa heikentävästi Railexin toimintaan junakuormien alla ja edesauttaa vaihteen kontrolloimatonta kääntymistä.

Resonointitaajuuksia ja laitteen hitautta testattaessa ei voida enää hyödyntää staattisissa testeissä käytettyä kiinteää kiinnitystä. Näiden dynaamisten ilmiöiden syntyminen edellyttää, että Railexin tanko pääsee välillä irtoamaan kuormituslaitteistosta, jolloin osien kiinnitys ja kuormitustapa täytyy suunnitella uudelleen. Dynaamisessa kuormituksessa on ideana tuottaa jousimekanismille pelkkää puristuskuormitusta, jolloin kiinnitystä ei periaatteessa vaadittaisi lainkaan. Railexin rakenne sallii kuitenkin tangolle pienen sivuttaissuuntaisen liikkeen, jolloin kiinnityksen täytyy huolehtia tangon aksiaalisen aseman säilyttämisestä. Kuvat 80a ja 80b esittävät dynaamisessa kuormituksessa käytettävää kiinnitystä kahdessa eri asennossa. Kuvasta 80b voidaan nähdä sylinteriin kiinnitetty ohjaustanko, joka liikkuu tankoon kiinnitetyn pultin sisällä, pitäen Railexin tangon aksiaalisesti paikallaan.



Kuva 80. (a) Railexin tangon ja hydraulisylinterin välinen kiinnitystappi puristavassa asennossa. (b) Railexin tangon ja hydraulisylinterin välinen kiinnitystappi nostettuna pois Railexin liikealueelta.

Tämä kiinnitystavan huonona puolena on se, että tankoa ei voida kuormittaa kuin kuormituslaitteiston yläasennossa, koska toisessa asennossaan tanko pyrkii liikkumaan jousivoimien takia sylinteristä poispäin. Railexin toiminta on kuitenkin lähtökohtaisesti symmetristä keskiaseman kummallakin puolella, joten tällä seikalla ei ole suurta merkitystä.

Railexin tangon kiinnityksen jälkeen ryhdyttiin rakentamaan ohjausjärjestelmään sopivia dynaamisia kuormitusyklejä, joissa tankoa kuormitetaan nopealla edestakaisella liikkeellä. Kuormitusykleissä päätettiin käyttää vakioamplitudia, jotta eri kuormitusykleistä saadut tulokset olisivat paremmin vertailtavissa keskenään. Amplitudin suuruudella ei ole merkitystä resonointitaajuuksien havaitsemiseen, mutta jousimekanismin mahdollisen hitauden havaitsemiseksi amplitudi pidettiin mahdollisimman suurena. Hydraulinen kuormitusjärjestelmä asetti kuitenkin tietyt ylärajat amplitudin arvolle, sillä amplitudin kasvaessa paineiskut hydraulijärjestelmässä kasvavat. Tästä syystä dynaamisten kuormitusten amplitudiksi valittiin noin 0,80 mm.

Dynaamisten kuormitusten tärkein vaihe oli suunnitella, minkälaisilla taajuuksilla tankoa tulisi kuormittaa. Resonointi-ilmiön mahdollisesta esiintymistaajuudesta ei ollut etukäteen mitään tietoa, joten lähtökohta testien taajuusarvoille oli hyvin laaja. Keväällä 2012 valmistuneen diplomityöprojektin mittausten tiimoilta voitiin kuitenkin havaita, että merkittävimmät Railexin tankoon kohdistuvat voimat syntyvät junien pyöräkertojen etenemistaajuudella. Suomessa liikkuvien junien telirakenteen ja nopeuden perusteella voidaan laskea, että junien pyöräkertojen aiheuttamat kuormitustaajuudet liikkuvat varsinkin lyhyissä vaihteissa välillä 0-12 Hz. Nämä laskelmat antoivat raja-arvot dynaamisten testien taajuusalueelle. Samalla arvioitiin, että valittu maksimitaajuus 12 Hz riittää myös tangon mahdollisen hitauden testaamiseen oivallisesti.

Jotta Railexin toiminta tulisi riittävästi testattua koko taajuusalueella, päätettiin dynaamiset testit suorittaa 0,5 Hz välein minimitaajuudesta (0 Hz) maksimitaajuuteen (12 Hz). Jos Railexin rakenteella on jonkinlainen resonointitaajuus välillä 0-12 Hz, päästään tällä testaustavalla ainakin hyvin lähelle resonointitaajuutta. Mahdollisten resonointihavaintojen sattuessa testausaluetta voidaan kaventaa ja löytää tarkka resonointitaajuus. Nämä eri taajuuksilla ajettut testit suoritettiin kolmella eri tangon asennolla. Nämä tangon asennot on kuitenkin tarkemmin määritelty dynaamisten tulosten esittelyn yhteydessä.

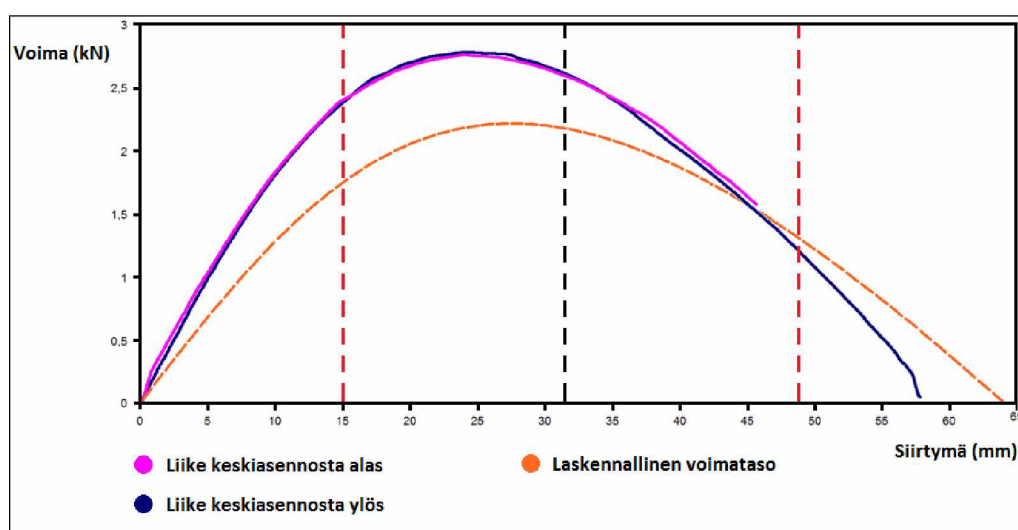
7.3 Tulokset

Railexin kuormituskokeissa testattiin kahta erityyppistä kääntöavustinta. Testit aloitettiin testaamalla lyhyissä vaihteissa käytettävää R 102-tyyppin kääntöavustinta. Toijalassa 2009 sattuneessa suistumisonnettomuudessa käytettiin nimenomaan tämän tyyppin kääntöavustinta, joka lisää näistä testeistä saatujen tulosten kiinnostavuutta. Toisena testattavana laitteena oli R 202-tyyppin Railex, jota käytetään pitkien vaihteiden kantaosassa. Pitkissä vaihteissa ei ole sattunut samankaltaisia onnettomuuksia, mutta laite halutaan silti testata, jotta saadaan laajempi yleiskuva Railexien toiminnasta.

Kummallekin Railexille suoritettiin täysin sama määrä staattisia ja dynaamisia testejä. Testituloksien esittelyssä keskitytään kuitenkin pääosin R 102-tyyppin testaustuloksiin, koska sen katsotaan olevan onnettomuuden takia suuremman huomion kohteena. Raportissa on kuitenkin sanallisesti tuotu esille, miltä osin eri tyyppien testaustulokset eroavat toisistaan.

7.3.1 Staattinen koe

Staattiset kokeet suoritettiin kappaleessa 7.2.1 kuvatulla koejärjestelyllä. Testin aikana Railexista mitattiin sen tangon siirtymää ja jousimekanismin aiheuttamaa voimaa. Yksi testaus sykli sisälsi tangon liikkeen ensin keskiasemasta toiseen reunaan, josta liikuttiin toiseen reunaan ja takaisin keskelle. Railexin tanko oli testauslaitteiston geometriasta johtuen pystyasennossa (ks. kuva 77), jonka vuoksi tulokset on ilmoitettu pystysuuntaisen liikkeen avulla. Tämä sykli toistettiin yhteensä viisi kertaa, jotta voitiin olla varmoja tuloksen luotettavuudesta. Voima- ja siirtymämittausten perusteella kaikista viidestä testistä pystyttiin piirtämään kuvaa 76 vastaavat siirtymävoima-kuvaajat, joista yksi on esitettyä kuvassa 81.



Kuva 81. *Railex R 102:n siirtymä-voima-kuvaajat. Musta katkoviiva kuvaa kohtaa, johon Railex asettuu oikeinsäädettynä. Punaiset katkoviivat kuvaavat kohtia, johon Railex asettuu, jos tanko on säädetty Toijalan onnettomuuden yhteydessä havaitulla 17 mm epäkeskeisellä säädöllä.*

Kuvasta 81 voidaan heti huomata, että Railexin käyttäytyminen on todellisuudessaakin täysin symmetristä keskiaseman kummallakin puolella. Railexin tangosta mitatut voimat kuitenkin poikkeavat hieman aiemmin esitellyistä laskennallisista arvoista. Tämä on hyvin ymmärrettävää, sillä laskennalliset arvot kuvaavat täysin teoreettista tilannetta ilman kitkoja tai rakenteessa olevia välyksiä. Mitatun voimakäyrän muoto kuitenkin kertoo, että laitteen toimintaperiaate on todellisuudessa täysin edellä esitetyn tavan mukainen.

Railexin todellinen rakenne saavuttaa suurimman liikettä vastustavan voimansa noin 2,8 kN, kun Railexia on poikkeutettu keskiasemastaan noin 25 mm. Vaihteen rakenteen ja Railexin säätöohjeiden perusteella tiedetään, että tanko liikkuu vaihteen käännön aikana yhteensä noin 63 mm, joka käytännössä tarkoittaa oikein säädettynä 31,5 mm liikettä keskiaseman kummallakin puolella. Kuvassa 81 näkyvä musta katkoviiva kuvaa tätä paikkaa. Railexin tanko liikkuu siis käännön aikana normaalisti maksimivoiman kohdan (25 mm) yli, jolloin liikkeen toteuttaminen vaatii vähintään maksimivoiman suuruisen kuormituksen.

Tämä tilanne kuitenkin muuttuu merkittävästi, jos tangon pituus on säädetty epäkeskeisesti. Epäkeskeinen säätö tarkoittaa, että tangon pituus ei ole sama jousirakenteen kummallakin puolella, jolloin tangon liike ei ole enää symmetristä puolelta toiselle. Toijalassa 2009 sattuneen suistumisonnettomuuden tutkimuksessa [1] selvisi, että Railexin tanko oli todennäköisesti säädettyä noin 17 mm epäkeskeisesti. Epäkeskeisyys auttaa, kun kieltä käännetään pidemmän tangon puolelta lyhyemmän tangon puolelle, sillä jouset saavuttavat keskikohdan aiemmin ja ryhtyvät työntämään kieltä kohti uutta asentoa. Jousien pitkä työntöliike keskikohdan toisella puolella kuitenkin pienentää tankoon jäävää puristusvoimaa, joka vaikeuttaa kielen tukemista käytön aikana. Kuvan 81 punaiset katkoviivat kuvaavat, kuinka suuria liikkeitä vastustavia voimia Railex pystyisi tässä tilanteessa tuottamaan. Tässä tilanteessa Railexin tanko pääsisi liikkumaan toiseen suuntaan jopa 48,5 mm ja toiseen suuntaan vain 15,5 mm. Toijalan tapauksessa epäkeskeisyys oli todennäköisesti säädetty siten, että ajon aikana kieltä kiinnipitävä puristusvoima kohdistui lyhyempään tankoon. Tällöin Railexin tanko oli poikkeutettuna 48,5 mm ja kiinnipitävä voima näiden testien mukaan oli enää vain noin 1,2 kN, joka itse asiassa on jo hyvin lähellä kuvassa 70 esitettyjä Railexin todellisia maksimikuormituksia. Puristusvoima pienentyessä kieli pääsee Railexin kohdalta luonnollisesti helpommin liikkeelle, joka lisää värähtelyä kielirakenteessa. Vaihteen äkillinen kääntyminen Railexin kohdalta vaatii kuitenkin yhä maksimivoiman (2,8 kN) ylittämistä, joten tämä säätö ei suoranaisesti helpota Railexin tangon kääntymistä toiseen ääriasentoon. Poikittaissuuntaisen liikkeen kasvaminen on kuitenkin aina epäsuotuisaa vaihteen toiminnalle.

Railex R202 kohdalla testit osoittivat käytännössä aivan samantyyppistä käyttäytymistä. Rakenteessa vaikuttaa suurempi jousivakio, joten liikettä vastustavat voimat olivat hieman suurempia maksimin ollessa noin 3,8 kN luokkaa. Tangon asento maksimivoiman hetkellä oli käytännössä täysin sama.

Yhteenvedona voidaan todeta, että Railexin tangon staattinen käyttäytyminen on käytännössä oletetun kaltaista. Kuormituskokeiden tulokset vastaavat melko hyvin aiemmin esiteltyjä teoreettisia arvoja ja lisäksi laitteen toiminta on hyvin symmetristä tangon keskiaseman kummallakin puolella. Nämä staattiset testit lisäsivät myös huomattavasti ymmärrystä Railexin epäkeskeisen säädön kriittisestä merkityksestä tangon liikkeelle.

7.3.2 Dynaaminen koe

Dynaamisen kokeet toteutettiin kappaleessa 7.2.2 kuvatulla koejärjestelyllä. Testit koostuivat useista dynaamisista kuormituksista, jossa taajuutta vaihdeltiin 0–12 Hz välillä. Taajuutta vaihdeltiin portaittain ja portaana pidettiin koko testauksen ajan 0,5 Hz. Tällöin yhdellä tangon alkuasemalla saatiin aikaan yhteensä 24 testisykliä. Testit suoritettiin lopulta kolmella eri alkuasemalla.

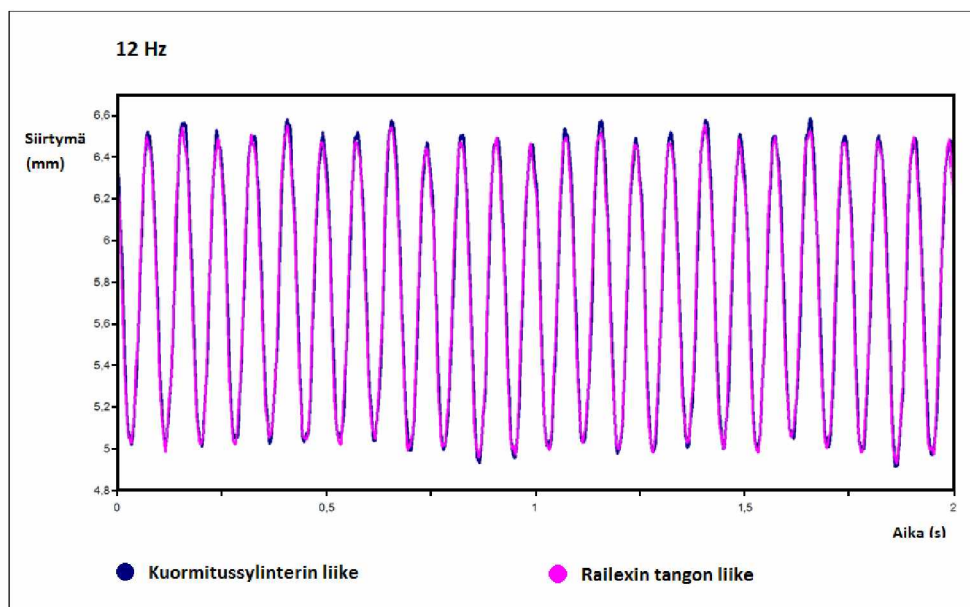
Eri alkuasemat pyrittiin valitsemaan siten, että saadaan selville tangon mahdollinen värähtelykäyttäytyminen koko liikealueella. Testit aloitettiin asettamalla tanko hyvin lähelle keskiasemaa, noin 6 mm päähän. Täysin keskiasemaan tankoa ei voitu asettaa, sillä Railexilla on keskiasemansa ympärillä noin vajaan 10 mm alue, jossa jouset ovat käytännössä niin pystyasennossa, että ne eivät työnnä tankoa kumpaankaan suuntaan. Tällä alueella täristyksiä ei voi tehdä, koska täristys perustuu siihen, että tankoa painetaan hydraulisynterillä avulla hieman, jonka jälkeen jouset palauttavat tangon takaisin. Ilman jousien palauttavaa vaikutusta ei saada aikaan haluttua liikettä. Tämä keskiasennon olemassaolo on kuitenkin hyvin tärkeä ominaisuus, sillä tä-

män niin sanotun kuolleen alueen avulla pystytään tekemään Railexin tangon pituussäädöt. Laitteen ollessa keskiasennossa, tankojen symmetrisyys on huomattavasti helpompi todeta ja tankojen pituutta on helppo muuttaa, kun tanko ei pyri liikkumaan kumpaankaan suuntaan.

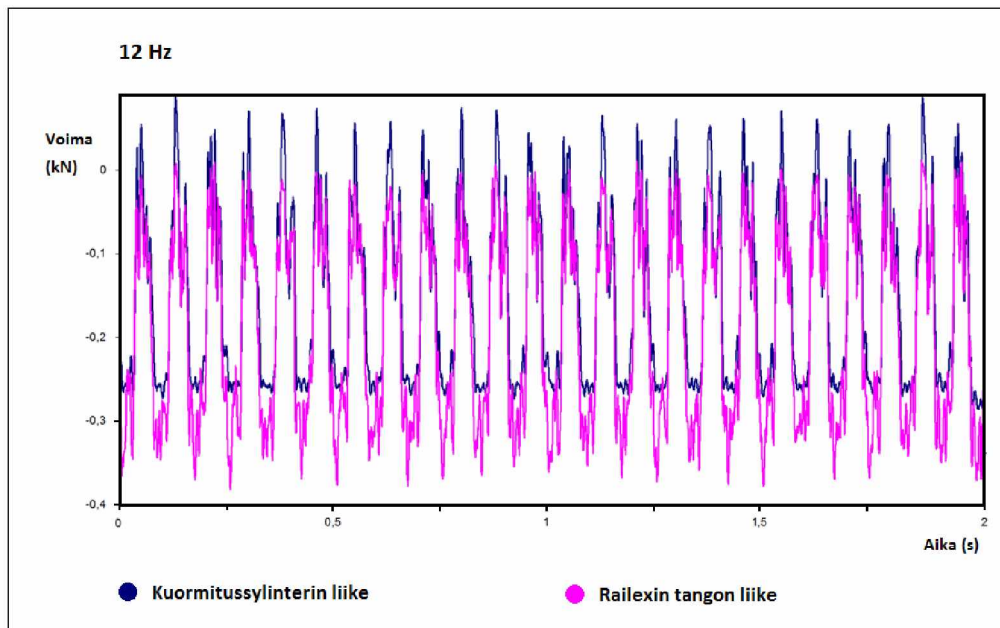
Dynaamiset testit aloitettiin läheltä keskiasemaa (siirtymä noin 5 mm), jotta nähtäisiin, voiko Railexin dynaaminen käyttäytyminen johtaa tangon kääntymiseen puolelta toiselle. Liikkeen pituutena pidettiin koko testauksen ajan vakioamplitudia 0,80 mm, joten tanko ei ilman dynaamista resonointia pääse kääntymään toiselle puolelle.

Kaksi muuta tangon alkuasemaa valittiin tasaisesti liikealueen matkalta. Kuten jo aiemmin on todettu, tangon normaali liikealue on noin 31 mm kumpaankin suuntaan, joten alkuasemiksi valittiin normaali käytön aikainen asento 31 mm sekä liikealueen puoliväli 15 mm. Näiden kolmen kuormituskohdan avulla saatiin aikaiseksi yhteensä 72 (3x24) dynaamista testitilannetta kummallekin Railexin tyyppille.

Dynaamisten testien tulosten analysointi perustui siirtymän ja voiman arvojen tarkasteluun. Siirtymä ja voima mitattiin siis sekä kuormitussylinteristä että Railexin tangosta. Näin ollen Railexin rakenteen dynaamista käyttäytymistä voidaan tarkastella yksinkertaisesti vertailemalla siirtymä- ja voimasiinaaleja keskenään. Kuvissa 82 ja 83 on esitetty yhdet tällaiset siirtymä- ja voimavertailut ensimmäisestä testistä, jossa Railexin tankoa on kuormitettu 12 Hz taajuudella tangon keskiaseman läheisyydessä. Voiman arvot esitetään kuvasta 81 poiketen negatiivisella etumerkillä, koska tankoon kohdistuva kuormitus on näissä testeissä todellisuudessa koko ajan puristusta.



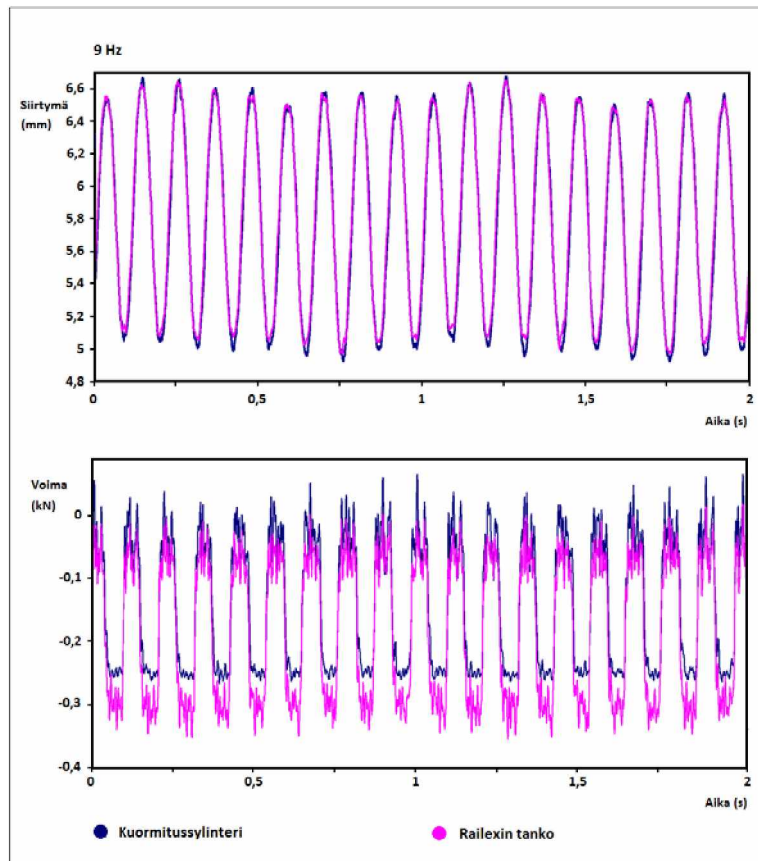
Kuva 82. Kuormitussylinterin ja Railexin tangon siirtymät 12 Hz dynaamisen kuormituksen aikana tangon ollessa hyvin lähellä keskiasemaa



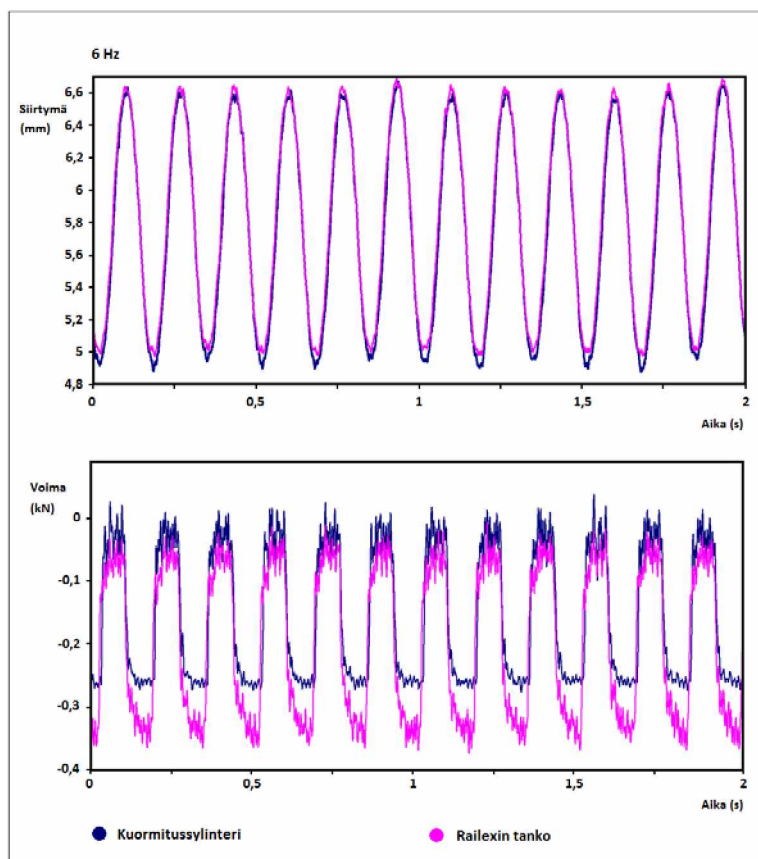
Kuva 83. Kuormitussylinterin ja Railexin tangon voimat 12 Hz dynaamisen kuormituksen aikana tangon ollessa hyvin lähellä keskiasemaa.

Kuvat 82 ja 83 kertovat paljon Railexin rakenteen dynaamisista ominaisuuksista. Kuvasta 82 nähdään, Railexin tanko seuraa nopeallakin taajuudella todella hyvin kuormitussylinterin liikkeitä. Tästä voidaan suoraan päätellä, että Railexin jousimekanismilla ei ole hitausominaisuuksia, jotka heikentäisivät Railexin toimintaa nopeiden kuormitusten aikana. Tämä liikkeiden yhdenaikaisuus johtaa ymmärrettävästi siihen, että kuvassa 83 näkyvät voimatasot seuraavat myös melko hyvin toisiaan. Tangon ollessa hyvin lähellä keskiasemaansa, voimat ovat käytännössä kuitenkin koko ajan hyvin lähellä nollaa, joka tekee anturien kalibroinnista ja voimien tarkasta mittaamisesta hyvin vaikeaa. Tämä pieni epätarkkuus näkyy siinä, että mitattujen voimien arvot eivät aivan tarkalleen vastaa toisiaan. Tarkkuus riittää kuitenkin sen toteamiseen, että tankoon ei ala resonoinnista johtuen muodostumaan merkittävästi suurempia kuormia. Voimien minimi- ja maksimiarvot pysyvät sekä tangossa että kuormitussylinterissä käytännössä muuttumattomina.

Samaan tapaan analysoitiin myös muut testisyklit, joiden avulla pystyttiin tutkimaan tarkemmin mahdollisen resonointi-ilmiön syntymistä. Testauksen aikana kävi kuitenkin hyvin nopeasti selväksi se, että tankoon ei muodostu resonointiin viittaavia ilmiöitä, joten jokaisen testisyklin tuloksia on tarpeetonta tuoda esiin. Kuvat 84 ja 85 esittävät osan näistä testituloksista, joiden avulla pystytään huomaamaan, että Railexin tangosta mitatut arvot seuraavat hyvin tarkasti kuormitussylinterin vastaavia arvoja myös muilla taajuuden arvoilla.

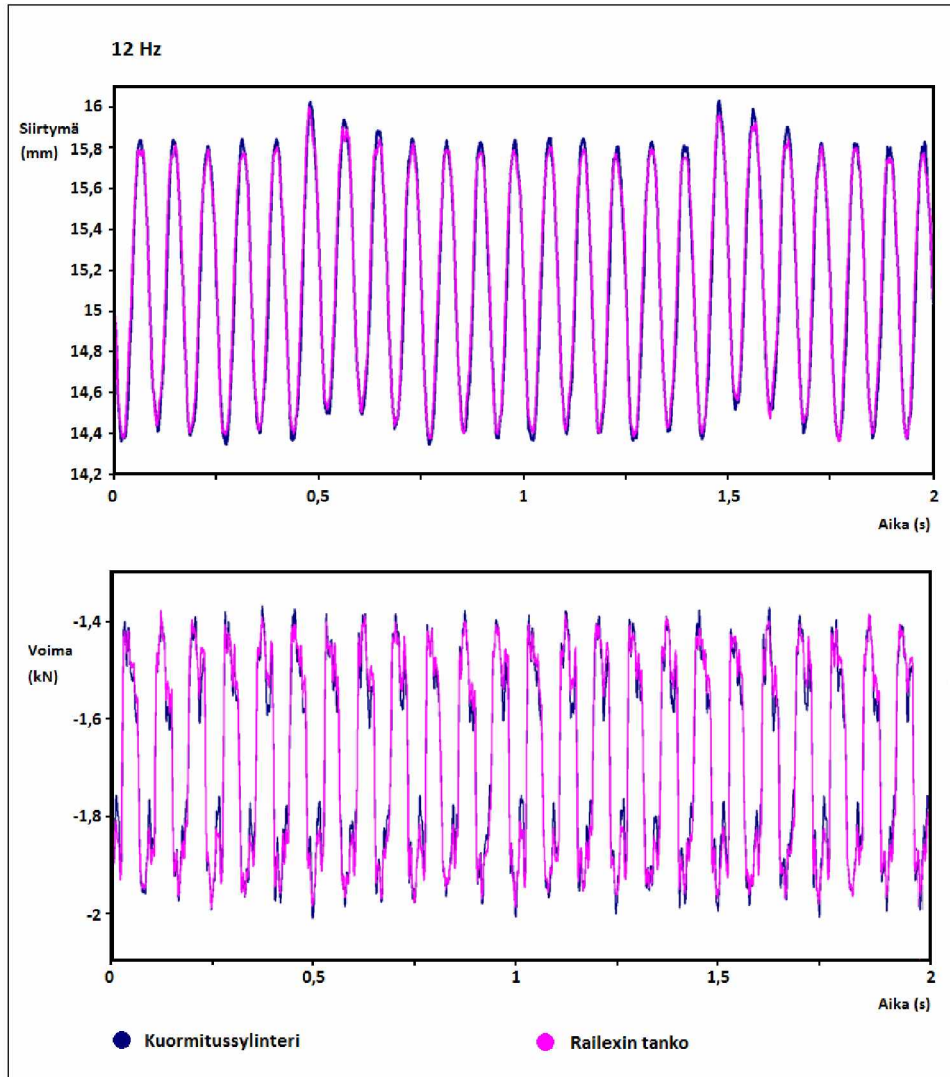


Kuva 84. Siirtymä ja voimakuvaajat 9 Hz taajuudella.



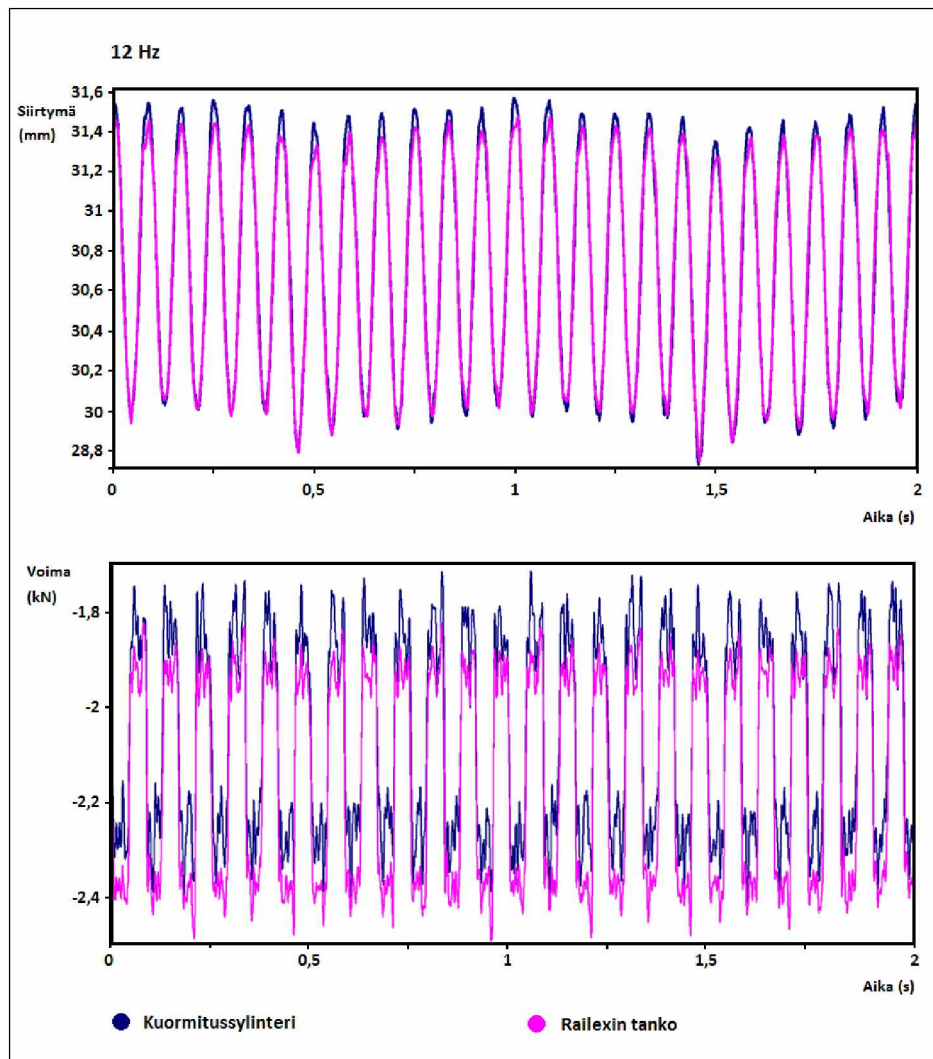
Kuva 85. Siirtymä ja voimakuvaajat 6 Hz taajuudella.

Edellä olevat kuvat 82–85 esittävät kaikki ensimmäisestä kuormituskohdasta saatuja tuloksia. Tangon alkuaseman siirtäminen toiseen asentoon ei kuitenkaan tuonut muutoksia laitteen dynaamiseen käyttäytymiseen. Kuvissa 86 ja 87 on tuotu esille kahdesta muusta kuormituskohdasta saatuja tuloksia.



Kuva 86. Siirtymä- ja voimakuvajaat tangon alkuaseman ollessa noin 15 mm ja taajuuden 12 Hz.

Kuvien 86 ja 87 siirtymä-asteikosta nähdään, että liikkeet on toteutettu aiemmin kerrotun mukaisesti noin 15 mm ja 30 mm kohdalla. Se vaikuttaa tietenkin myös voimien absoluuttiarvoihin, jotka ovat kuvassa 81 näkyvän voimakäyrän mukaisilla tasoilla. Railexin tangon ja kuormitus sylinterin voimien arvoissa ei kuitenkaan ole merkittäviä eroja.



Kuva 87. Siirtymä- ja voimakuvaajat tangon alkuaseman ollessa noin 30 mm ja taajuuden 12 Hz.

Dynaamisten kuormituskokeiden yleisenä tuloksena voidaan pitää sitä, että Railexin tangolle ei löydy resonointitaajuuksia ainakaan välillä 0–12 Hz. Rataan saattaa tietenkin kohdistua kuormituksia myös korkeammilla taajuuksilla, mutta nämä nopeat isku-kuormitukset ovat käytännössä aina hyvin lyhytkestoisia, jolloin ne eivät ehdi aiheuttaa resonointia. Resonointi-ilmiön puuttumisen lisäksi tuloksena voidaan pitää myös jousirakenteen riittävää herkkyyttä. Tällä tarkoitetaan käytännössä sitä, että jouset pystyvät reagoimaan hyvin 12 Hz taajuudella tapahtuvaan suunnanmuutokseen, jolloin tanko seuraa kuormituslähdettä täydellisen tarkasti.

8 Vaihteen aukeamisen mahdollisuus

Luvuissa 5 ja 6 on pyritty selvittämään mahdollisimman tarkasti, miten rautatievaihte värähtelee vaakasuunnassa todellisten junakuormien aiheuttaman rasituksen alaisena. Tämän lisäksi luvussa 7 keskityttiin vielä vaihteen kääntöavustimen yksityiskohtaiseen toimintaperiaatteeseen. Näiden käyttäytymismallien selvittämisen jälkeen voidaan luontevasti siirtyä tarkastelemaan, minkälaisia vaikutuksia näillä vaihteen kielten liikkeillä ja tangoissa vaikuttavilla voimilla saattaa olla. Tällä tarkoitetaan lähinnä vaihteen mahdollista aukeamistilannetta, jossa vaihteen kielet pääsevät kääntymään kuormitusten johdosta toiseen ääriasemaansa.

8.1 Vaihteen aukeaminen teoriassa

Kuten jo aiemmissakin luvuissa on todettu, vaihteen aukeaminen vaatii aina tietyn suuntaista kuormitusta. Voidaan käytännössä ajatella, että vaihteen avaava kuormitus syntyy vaihteen kiinni olevassa kielessä. Tällöin avaavan kuormituksen suunnan täytyy olla tukikiskosta poispäin. Toisen suuntainen kuormitus ainoastaan puristaa kiinni olevaa kieltä lujempaa kohti tukikiskoa, jolloin aukeamista ei ymmärrettävästi pääse syntymään. Näin ollen vaihderakenteen aukeamisen kannalta merkityksellisinä voidaan pitää ainoastaan tukikiskosta poispäin olevaa liikettä, joka näkyy kaikissa edellä esitetyissä kuvaajissa siirtymän positiivisina arvoina. Näitä liikkeitä tutkittaessa täytyy kuitenkin ottaa huomioon, että kaikki kiinni olevan kielen positiiviset siirtymät eivät automaattisesti pyri aukaisemaan vaihteen lukitusta. Vaihteen kieltä pidetään paikallaan lopulta vain kahdesta pisteestä eli vaihteenkääntölaitteen ja Railexin kohdalta. Tällöin aukeamisen kannalta ainoastaan näiden kohtien positiivisilla siirtymillä ja niistä koituvilla kuormituksilla on merkitystä. Luvussa 5.2.2 esitelty teoria vaihteen kielen taipumisesta useiden tukipisteiden ympäri osoittaa sen, että kieli taipuu tietyllä ajanhetkellä eri kohdista eri suuntiin. Tällöin on siis mahdollista, että kieli taipuu esimerkiksi kielen kannan alueelta positiiviseen suuntaan, mutta tukipisteiden takia siirtymä Railexin ja vaihteenkääntölaitteen kohdalla onkin negatiiviseen suuntaan. Vaihde ei siis pyri aina aukeamaan, vaikka positiivista siirtymää onkin josakin vaihteen osassa havaittavissa.

Tässä raportissa esitetyistä analysointikuvista voidaan huomata, että varsinkin kiinni oleva kieli pysyy näiden kahden kiinnitystangon kohdalta oikeastaan liikkumattomana. Tämä johtuu tietenkin kiinnitystankojen liikettä vastustavista voimista. Kielen kasvava liike saa siis tangoissa aikaan liikettä vastustavan voiman kasvua, jolloin vaihteen mahdollinen aukeaminen johtuu lopulta siitä, että kielten lukitusysteemi ei enää pysty muodostamaan tankoon riittävää liikettä vastustavaa voimaa. Aukeamista voidaan siis analysoida parhaiten tutkimalla kiinnitystangoissa vaikuttavien voimien kriittisimpiä arvoja ja niihin johtavia syitä.

Vaihteen kääntymisen estävä varsinainen lukitus sijaitsee luvussa 2.3.3 esitetyn mukaisesti vaihteenkääntölaitteen sisällä. Mittausten perusteella voidaan kuitenkin todeta, että vaihteenkääntölaitteen tankoihin ei kohdistu suoranaisesti kovinkaan suurta voimia junan ajaessa vaihteen yli, jolloin ne eivät ylitä vaihteenkääntölaitteen sisäisen lukon aukiajovoimia (4,5–7 kN). Vaihteen mahdollinen aukeaminen ei siis johdu junan suoranaisesta kuormituksesta vaihteenkääntölaitteeseen. Vaihteen aukeamisen kannalta kriittisimmät voimat kohdistuu itse asiassa Railexin kiinnitys-

tankoihin. Railexin tankoa kuormittamalla vaihdetta ei kuitenkaan saa suoranaisesti aukeamaan, koska lukitus on vaihteenkääntölaitteessa.

Jos oletetaan tilanne, jossa Railexin tankoa kuormitetaan riittävästi positiiviseen suuntaan, tällöin sen jousimekanismi ei enää pysty vastustamaan kielien liikettä ja vaihteen kielet lähtevät kääntymään Railexin kohdalta toiseen asentoon. Edellä esitetystä kuvasta 60 voidaan nähdä, että Railexin kääntyessä toiseen asentonsa, se luo kääntötapahtuman lopuksi suuria kuormituksia kiinnitystankoonsa. Tämä johtuu Railexin jousirakenteesta, joka kääntyessään ikään kuin läväyttää kielet toiseen asentonsa. Tämä saisi kuvitellussa tilanteessa aikaan todella suuria impulssimaisia kuormituksia Railexin kiinnitystankoihin ja näin ollen koko vaihderakenteeseen. Nämä suuret impulssikuormitukset siirtyisivät osittain kieltä pitkin vaihteenkääntölaitteen kohdalle, jonka lukitusyhteys ei mitään ilmeisimmin pystyisi vastaanottamaan näin suuria kuormituksia. Tämän asian varmistaminen vaatisi kuitenkin vielä lisätutkimuksia, joissa vaihde asetettaisiin tahallisesti tällaisten kuormien alaiseksi. Jos lukitusyhteys ei kestäisi, kielet pääsisivät aukeamaan ja liikkumaan vapaasti. Tässä tapauksessa vaihde ohjaa osan junasta poikkeavalle raiteelle. Nimenomaan näiden syiden takia on tärkeää, että Railexin ja kielien väliseen kiinnitystankoon ei muodostu liian suuria rasittavia voimia.

8.2 Vaihteen aukeaminen mitatuilla voimilla

Vaihteen lukituksen aukeamiseen tarvittavia voimia niin Railexin kuin vaihteenkääntölaitteen kohdalla on käsitelty yksityiskohtaisemmin luvussa 3.4. Näitä tuloksia voidaan suoraan verrata luvuissa 5 ja 6 esitettyihin junakuormilla saatuihin voiman arvoihin, sekä luvussa 7 esitettyihin Railexin voiman arvoihin. Näitä vertailuja on jo osittain tehty vaihteen värähtelykäyttäytymisen analysoinnin yhteydessä luvussa 5, mutta tähän asiaan on syytä vielä palata. Alla olevaan taulukkoon 7 on koottu kuvista 35, 39 ja 39 saatuja vaihteen kriittisiä aukeamisvoimia sekä staattisessa että dynaamisessa tilanteessa. Dynaamisessa kuormitustilanteessa Railex oli todellisuudessa irrotettuna ja taulukossa näkyvä arvo kuvaa aukeamishetkellä Railexin kohdalla olleen iskuvasaran voiman arvoa. Suluissa oleva arvo kuvaa todellista Railexin aukaisevaa voimaa, joka on saatu selville laboratoriotestien avulla. Tämän lisäksi taulukkoon on tuotu oikeilla junakuormilla rasitetun vaihteen kiinnitystankojen maksimiarvoja. Kriittiset aukeamisvoimat on mitattu pelkästään vaihteen auki olevasta kielestä, joten ne ovat periaatteessa vertailukelpoisia tässä työssä tehdyn mittauksen kanssa vain tältä osin. Taulukkoon on kuitenkin tuotu vertailun vuoksi mukaan myös kiinni olevan kielien puolella vaikuttaneet maksimivoimat. Tällä tavoin kummankin kielien käyttäytymistä oikeiden junakuormien alla voidaan verrata kriittisiin aukeamisvoimiin.

Taulukko 8. Vaihderakenteen kiinnitystankojen kohdalla vallitsevien maksimivoimien vertailu eri testeissä.

| | Voima Railexin kohdalla (kN) | Voima kääntölaitteen kohdalla (kN) |
|--|------------------------------|------------------------------------|
| Kriittisten aukeamisvoimien mittaukset: | | |
| Staattninen kuormitus | - | 6,3 |
| Dynaaminen kuormitus | 10,0 (2,8) | 5,9 |
| Junakuormilla tehdyt mittaukset: | | |
| Auki olevan kielen puoli | 0,9 | 0,4 |
| Kiinni olevan kielen puoli | 1,0 | 1,2 |

Taulukkoon 7 kerätyistä tuloksista on helppo nähdä, että todelliset junakuormat eivät näissä testeissä rasittaneet vaihdetta lähellekään kriittisiä aukeamisvoimia. Jos vertaillaan vaihteen auki olevaan kieleen kohdistuvia dynaamisia kuormituksia eri testeissä, voidaan huomata, että kriittinen aukeamisvoima vaihteenkääntölaitteen kohdalla on yli 10-kertainen junakuormilla saatuun rasitukseen verrattuna. Jos kriittistä aukeamisvoimaa verrataan vuorostaan kiinni olevassa kielessä olevaan maksimirasitukseen, nähdään, että se on siihenkin verrattuna yli nelinkertainen. Näiden tulosten perusteella voitaisiin hyvinkin nopeasti vetää johtopäätös, että vaihderakenne ei pääse aukeamaan tavallisten junakuormitusten vaikutuksesta. Näin ehdotonta johtopäätöstä on kuitenkin hyvin vaikea tehdä tietäen, että vaihde on ainakin kerran auennut yllättäen junan alla. Tämä herättää kysymyksiä siitä, voiko tässä työssä mitatut arvot kenties kasvaa joissakin yksittäisissä tapauksissa huomattavasti suuremmiksi tai voiko vuorostaan kriittisten aukeamisvoimien arvot olla pienempiä jossakin tapauksissa.

8.3 Vaihteen mahdollisen aukeamisen syyt

Yksittäisiä kuormituksia kasvattavia syitä voidaan lopulta tunnistaa moniakin. Tämän tutkimuksen aikana mitatut siirtymän ja voiman arvot perustuvat normaalin junaliikenteen aikana mitattuun dataan noin kahden viikon ajalta. Tällä aikajaksolla saatiin mitatuksi lukuisia junan ylityksiä niin matkustaja- kuin tavarajunien kohdalta. Tulokset ovat siis melko kattavat, mutta ne eivät silti pysty kattamaan kaikkia kuormitustilanteita, joita tällaisessa ratarakenteessa saattaa tapahtua pidemmällä aikajaksolla. Tällaiset kuormitukset ovat luonteeltaan siis luvuissa 3.3.2 ja 3.3.3 esitettyjä dynaamisia kuormituksia, jotka ovat aina jollain tapaa tapauskohtaisia. Niiden esiintymistiheys on hyvin pieni, jolloin niitä ei tällaisella lyhyellä tarkastelujaksolla välttämättä havaita lainkaan. Näiden kuormitustilanteiden lisäksi vaihteiden rakenteessa on vielä muutamia erikoispiirteitä, jotka saattavat lisätä yksittäisten kuormitusten suuruutta.

8.3.1 Dynaamiset kuormituslisät

Todellisilla junakuormilla saatujen mittausten perusteella yksi merkittävimpiä dynaamisia kuormituslisiä on tavarajunien epätasainen kuormaus. Kuvassa 70 nähty epätasainen akselikuormien jakautuminen johti välittömästi hieman normaalia suurempiin kuormituksiin. Tässä kohtaa kuormaus oli kuitenkin vain hieman epätasapainossa, jolloin kuormituksetkaan eivät päässeet kasvamaan merkittävästi. On kuitenkin täysin mahdollista, että kuormaus tehdään vielä paljon epätasaisemmin, jolloin vaikutukset voivat olla pahimmassa tapauksessa hyvinkin kriittisiä.

Toinen melko kriittinen dynaaminen kuormituslisä on lovipyörät. Niiden esiintyminen on siis täysin satunnaista, mutta ne voivat saada aikaan huomattavia muutoksia normaaliin käyttäytymiseen verrattuna. Ne siis tuottavat rataa todella suurilla iskumaisilla kuormituspiikkeillä. Tässä työssä tehtyjen tutkimusten perusteella voidaan sanoa, että tällaisen kuormituspiikin vaikutukset riippuvat paljolti siitä, mihin kohtaan radassa tämä kuormituspiikki osuu. Kriittisin kohta tällaiselle iskulle olisi luultavasti noin neljän metrin päässä kielen kärjestä, jolloin kiinni olevaan kieleen kohdistuu suurimmat kieltä avaavat rasitukset.

Lovipyöriin verrattavissa oleva lisäkuormitustekijä on myös edellä luvussa 6.1 mainittu venäläisten tavaravaunujen telien kiertyneisyys. Mikäli teli kulkee jostain syystä hieman kääntyneessä asennossa kiskoon nähden, kisko-pyöräkosketuksesta tulee epätasapainoinen. Tämä lisää entisestään poikittaissuuntaista kuormitusta ratarakenteessa.

Lukuisten kuormitus syklien johdosta itse ratarakenteeseenkin voi tulla geometriavirheitä. Nämä virheet voivat olla joko pysty- tai vaakasuuntaisia, riippuen siitä, minkälaisia kuormia rataa on kohdistunut. Vaihteen aukeamisen tapauksessa varsinkin vaakasuuntaisilla geometriavirheillä saattaa olla suuri merkitys, koska ne lisäävät suoraan poikittaissuuntaista kuormitusta. Ne ovat lopulta paljon kriittisempiä kuin lovipyörät, koska ne muuttavat pyörän ja kiskon välistä kosketusta aivan jokaisen pyöräkerran kohdalla, jolloin koko kuormitustilanne muuttuu rasittavammaksi. Geometriavirheitä pyritään tietenkin välttämään aktiivisella radan kunnossapidolla, mutta kunnossapitovälin ollessa tietyn mittainen, geometriavirheitä ei välttämättä aina havaita riittävän aikaisin.

Nämä edellä mainitut syyt lisäävät siis rataa kohdistuvaa kuormitusta koko rata-alueella, vaihteet mukaan lukien. Tämä lisäksi on olemassa myös tiettyjä kuormituksia lisääviä tekijöitä, jotka vaikuttavat pelkästään vaihteissa. Näistä voidaan mainita ensimmäisenä yleisesti vaihteen ikä. Vaihderakenne koostuu hyvin monesta komponentista, joiden iällä saattaa olla vaikutusta. Näissä, oikeilla junakuormilla suorituksissa, testeissä käytetty vaihde oli rakenteeltaan käytännössä täysin uusi. Mittaukset suoritettiin siis paikalla, jossa sattui vaihteen aukeaminen kesällä 2009. Tämän onnettomuuden jälkeen vaihderakenne uusittiin täysin, jolloin vaihdetta oli käytetty vain noin kaksi vuotta ennen näitä mittauksia. Vanhimmat Suomessa käytössä olevat vaihteet ovat kymmeniä vuosia vanhoja, jolloin niiden käyttäytyminen eroaa varmasti tällaisen uuden jäykän vaihteen toiminnasta. Vanhoihin ja kuluneisiin kielirakenteisiin muodostuu todennäköisesti enemmän taipumia ja kiinnitystankoihin mahdollisesti muodostuneet välykset sallivat suuremmat liikkeet kuin uusilla vaihteilla. Näiden asioiden todellista vaikutusta aukeamiseen on kuitenkin hyvin vaikea todeta ilman perusteellisempia lisätutkimuksia.

8.3.2 Vaihteen kiinnipitovoimaa alentavat tekijät

Toijalassa sattuneen onnettomuuden tutkintaselostuksesta [1] kävi ilmi jo aiemminkin mainittu vaihderakenteen säätöarvoihin liittyvä vaihteen kiinnipitovoimaa alentava tekijä. Railexin ja kielien välisten kiinnitystankojen pituuksia pystytään säätämään tarpeen mukaan luvussa 2.3.4 esitetyn mukaisesti. Normaalisti säädettyinä kiinnitystangot ovat samanmittaiset Railexin kummallakin puolella. Tällöin Railexin kiinnitystanko pääsee vaihteen käännön aikana liikkumaan riittävästi kumpaankin suuntaan, jonka jälkeen sen liikuttamiseen tarvitaan kuvassa 81 esitetty kääntövoiman maksimiarvo. Kuten luvussa 7.3.1 on kerrottu, tämä kääntövoiman maksimiarvo on lyhyen vaihteen kääntöavustimessa noin 2,8 kN luokkaa. Tämä on käytännössä voima, jota junan tuottamat kuormitukset eivät saa missään tilanteessa ylittää.

Toijalassa vuonna 2009 sattuneessa onnettomuudessa Railexin kiinnitystangot olivat kuitenkin säädetty hieman eripituisiksi. Tämä tankojen pituuden muuttaminen johti siihen, että ajon aikaisessa asennossaan kiinnitystanko ei ollut päässyt liikkumaan riittävästi. Tämä on taas johtanut siihen, että tangon liikettä vastustava voima ei ole ikinä saavuttanut kuvassa 81 nähtävää voiman maksimikohtaa. Railexin tuottama pitovoima on todellisuudessa ollut tässä tilanteessa vain noin 1,2 kN luokkaa, joka on hyvin lähellä epätasaisesti kuormattujen tavarajunien tuottamia kuormituksia. On siis hyvinkin mahdollista, että junakuormat saavat Railexin tangon liikkeelle, joka lisää varsinaisen vaihteenkääntölaitteen rasituksia ja sitä kautta aukeamisriski kasvaa. On siis ensiarvoisen tärkeää pitää huolta, että Railexin tanko säädetään mahdollisimman keskeisesti. Näin kieltä paikallaan pitävät voimat säilyvät riittävällä tasolla.

9 Yhteenveto

Tämän tutkimuksen tiimoilta on saatu paljon uutta tietoa ja tuloksia rautatievaihteiden kielten värähtelykäyttäytymisestä todellisten junakuormitusten tilanteessa. Työssä mitattiin kuormitusten vaikutusta niin matkustaja- kuin tavarajunienkin kohdalla, jotta pystyttiin näkemään erilaisen kaluston merkitys ratarakenteen käyttäytymiseen vaihteissa. Näiden tietojen perusteella voidaan todeta, että liikkuvan kaluston ratarakenteeseen aiheuttamat kuormitukset saavat aikaan hyvinkin toistuvia liikkeitä vaihteiden kielissä. Liikkeiden ja niistä rakenteen kiinnitysosiin aiheutuvien kuormitusten varsinaiset lukuarvot vaihtelivat hieman tapauskohtaisesti, mutta varsinaiset käyttäytymismallit toistuivat silti käytännössä poikkeuksetta.

Vaihderakenteen värähtelykäyttäytyminen oli rakenteen ominaisuudet huomioon ottaen hyvinkin maltillista. Vaihderakenne ei joutunut mittauksen aikana käytännössä missään vaiheessa kriittiselle rasitukselle. Tämä pystyttiin toteamaan vertailemalla mittauksista saatuja lukuarvoja aiemmin Aalto-yliopistolla tehtyjen mittausten tuloksiin sekä laboratoriossa tehtyihin kääntöavustimen kuormituksiin. Aalto-yliopistolla aiemmin suoritettut tutkimukset keskittyivät vaihderakenteen kriittisten aukeamisvoimien tutkimiseen, joka toimi siis hyvänä vertailukohtana tämän työn tuloksille. Eri kalustojen välisessä vertailussa huomattiin, että tavarajunat kuormittavat vaihderakennetta periaatteessa hyvin samalla tavalla kuin junien veturitkin, jolloin tavallisilla veturikuormilla saatuja käyttäytymismalleja voidaan hyvin käyttää vaihteen yleisinä käyttäytymismalleina.

Junien aiheuttamat kuormitukset vaihteissa ovat varsinkin vaakasuunnassa hyvin pieniä, jolloin ne eivät normaaleissa oloissa saa myöskään aikaan vaihteen aukeamista. Näihin normaaleihin oloihin vaikuttaa kuitenkin todella moni osatekijä, jotka saattavat muuttaa kuormitustilannetta hetkessä hyvinkin dramaattisesti. Ne saattavat aiheuttaa jo yksinäänkin ongelmia vaihteen toiminnalle, mutta pahimmillaan ne voivat vaikuttaa vaihteessa yhtä aikaa, jolloin vaihteen aukeamisen todennäköisyys kasvaa huomattavasti.

Näitä ongelmallisia osatekijöitä ovat esimerkiksi tavaravaunujen epätasainen kuormaus, vaunujen lovipyörät, venäläisten vaunujen telien kiertyneisyys ja vaihdemekanismin virheelliset säädöt. Näistä kaikki, viimeistä lukuun ottamatta, ovat junan kulusta aiheutuvia dynaamisia kuormituslisiä, joiden esiintyminen on aina jollakin tapaa satunnaista. Ne muuttavat normaalin kiskon ja pyörän välisen kontaktin huomattavasti epästabiihimaksi, jolloin rataa saattaa kohdistua suuria kuormituspiikkejä niin pysty- kuin vaakasuunnassakin. Nämä kuormituspiikit ovat ymmärrettävästi hyvin haitallisia vaihderakenteen toiminnalle.

Näistä ongelmallisista osatekijöistä tässä raportissa pystyttiin tutkimaan ainoastaan vaihdemekanismin virheellisten säätöjen vaikutusta. Tätä seikkaa tutkittiin monen eri mittauksen avulla ja niiden tuloksia on jo esitetty edellä. Ne osoittavat, että vaihteen kääntöavustimen epäkeskeisellä säädöllä voi todellisuudessa saada aikaan huomattavaa pitovoiman muutosta. Tämä vaikuttaa suoraan kielen liikkeisiin ja saa aikaan ylimääräistä värähtelyä koko kielen matkalla.

Myös muiden edellä mainittujen dynaamisten kuormituslisien vaikutusten syvällisempi arviointi on tämän työn pohjalta osoittautunut yhdeksi tärkeäksi jatkotutkimuskohteeksi. Suurin osa näistä kuormitusta lisäävistä tekijöistä esiintyy hyvin harvoin, jolloin niiden havaitsemiseksi vaadittaisiin kohtalaisen pitkiä mittausjaksoja. Tässä työssä mittaukset tehtiin kahden viikon aikajaksolla, joka ei riitä tällaisten harvoin esiintyvien ilmiöiden todelliseen havaitsemiseen ja analysointiin.

Tämä tutkimus ottaa kantaa vaihteen käyttäytymiseen junan liikkuesssa suoralla raiteella. Koska kyseessä oli turvavaihde, poikkeavaa raidetta ei voitu ymmärrettävistä syistä käyttää. Poikkeavalla raiteella kulkevan junan aiheuttamaa käyttäytymistä olisi kuitenkin myös syytä tutkia, koska silloin kielten käyttäytyminen eroaisi luultavasti tässä työssä saaduista tuloksista jopa merkittävästi. Ilman näitä tutkimuksia vaihteen värähtelykäyttäytymistä ei tunneta riittävällä tasolla.

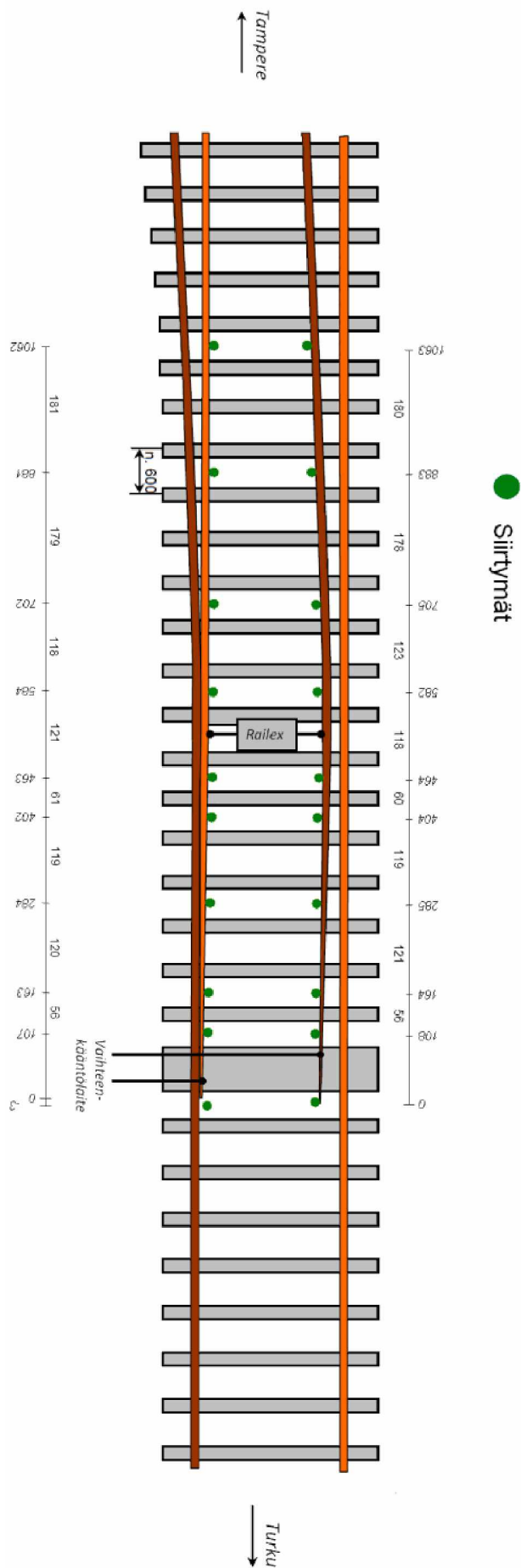
Lähteet

- [1] Tavarajunan kymmenen vaunun suistuminen Toijalassa 16.6.2009, tutkintaselostus B5/2009R, Vantaa 2011, Onnettomuustutkintakeskus. [WWW] [Viitattu 19.4.2012] Saatavissa: <http://www.onnettomuustutkinta.fi/Satellite?blobtable=MungoBlobs&blobcol=urldataa&SSURType=BlobServer&SSURContainer=Default&SSURSession=false&blobkey=id&blobheadervalue1=inline:%20filename=B05-09Rtuse%20onnetti.pdf&SSURIsscon text=Satellite%20Server&blobwhere=1296729815042&blobheadername1=ContentDisposition&ssbinary=true&blobheader=application/pdf>,
- [2] Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 4 Vaihteet. 2000. Ratahallintokeskus. [WWW] [Viitattu 19.4.2012] Saatavissa: http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf4/rato_4_vaihteet.pdf
- [3] Nummelin, M. Rautatievaihteet. Mikkeli 1994, VR-pääkonttori, Ratayksikkö. 144s.
- [4] Pollari, J. Vaihteet. 3.11.2011. Tampereen teknillinen yliopisto. Rautatie-suunnittelun erityisopintojakson (RASU) luentokalvot. [WWW] [Viitattu 19.4.2012] Saatavissa: <https://rhk-fi-bin.directo.fi/@Bin/2a91ab1c5947e07f40ff1f2c71763852/1322466723/application/pdf/4444851/RASU%202011%20vaihteet%20Pollari.pdf>
- [5] Nummelin, M. Tekninen johtaja, Liikennevirasto. Helsinki. Haastattelu 29.9.2011, 13.3.2012 ja 20.4.2012.
- [6] Suomen rautatietilasto 2011. 2011. Liikennevirasto. [WWW] [Viitattu 16.4.2012] Saatavissa: http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf3/lti_201105_suomen_rautatietilasto_web.pdf,
- [7] Nummelin, M. Railway Turnouts. Jyväskylä 2004, Gummerus Kirjapaino Oy. 115s.
- [8] Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 6 Turvalaitteet. 2007. Ratahallintokeskus. [WWW] [Viitattu 16.4.2012] Saatavissa: http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf4/rato_6_turvalaitteet.pdf
- [9] Specification for ATCS Monitor for Windows. [WWW] [Viitattu 20.10.2011] Saatavissa: http://www.atcsmon.com/100_4_0.htm
- [10] Kehitys kulkee kiskoilla. Hämeenlinna 2000, Rautateiden diplomi-insinöörit VRDI ry. 186 s.
- [11] RIL 165-1, Liikenne ja väylät 1. Helsinki 2005, Suomen Rakennusinsinöörien liitto RIL ry. 580 s.
- [12] Järvinen, L. Rautateiden turvalaitteet. 17.4.2008. Teknillinen korkeakoulu. Mittaustekniikan lisensiaattikurssin luentokalvot. [WWW] [Viitattu 1.11.2011] Saatavissa: <http://metrology.hut.fi/courses/S-108.4010/2008/jarvinen.pdf>
- [13] Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 14 Vaihteiden tarkastus ja kunnossapito. 2003. Ratahallintokeskus. [WWW] [Viitattu 15.4.2012] Saatavissa: http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf4/rato_14_vaihteiden_tarkastus_kunnossapito.pdf

- [14] Voestalpine BWG, Hydrolink. [WWW] [Viitattu 24.10.2011] Saatavissa: http://www.voestalpine.com/etc/picprod/railway_infrastructure/switchsystems/vignole_switchsystems/vignole_setting_devices/hydrolink/bwg/en.PICPARSYSContentAttribute.8299.File.tmp/VAE_Hydrolink_en.pdf
- [15] Voestalpine BWG, Hydrostar. [WWW] [Viitattu 24.10.2011] Saatavissa: http://www.voestalpine.com/etc/picprod/railway_infrastructure/switchsystems/vignole_switchsystems/vignole_setting_devices/hydrostar/bwg/en.PICPARSYS_ContentAttribute.1762.File.tmp/VAE_HYS_en.pdf
- [16] Peverk Oy, Railex-esite. [WWW] [Viitattu 24.10.2011] Saatavissa: <http://www.peverk.fi/railex.htm>
- [17] Lähteenmäki, M. Värähtelymekaniikka, 2007. Tampereen ammattikorkeakoulu. opintojakson arkistomateriaali. 123 s. [WWW] [Viitattu 31.1.2012] Saatavissa: http://home.tamk.fi/~mlahteen/arkistot/vmek_ark.htm
- [18] Airila, M., Karjalainen, J., Mantovaara, U., Nurmi, L., Ranta, A., Verho, A. Koneenosien suunnittelu 2, Liitokset. Porvoo 1985, WSOY. 482 s.
- [19] Salmi, T. Dynamiikka 2, Kinetiikka. Tampere 2003, Pressus Oy. 312 s.
- [20] Young, H., Freedman, R. Sears and Zemansky's university physics: with modern physics, 11th Edition. San Francisco 2004, Pearson Addison-Wesley. 1714 s.
- [21] Levomäki, M. Rautatieliikenteen aiheuttama tärinä, 250 kN:n ja 300 kN:n akseli-painot, Ratahallintokeskuksen julkaisuja A 3/1999. Helsinki 1999, Ratahallintokeskus. 37 s.
- [22] Korkeamäki, S. Rataan kohdistuva kuormitus liikkuvan kaluston ja radan vuorovaikutuksessa. Diplomityö 2011. Tampereen teknillinen yliopisto, Rakennustekniikan osasto. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 4/2011. 93 s. [WWW] [Viitattu 27.1.2012] Saatavissa: http://alk.tiehallinto.fi/julkaisut/pdf3/lts_2011-04_rataan_kohdistuva_web.pdf
- [23] Korkeamäki, S., Nurmikolu, A. Raskaat rautatiekuljetukset ulkomailla ja vaunukaluston kuljetuskapasiteettilaskelmat. Tampere 2009. Tampereen teknillinen yliopisto. Liite 1 Ratahallintokeskuksen julkaisussa A7/2009, 45 s.
- [24] Mäkelä, T., Mäntynen, J., Säily, S. Rautatieliikenne. Tampereen teknillinen korkeakoulu, liikenne- ja kuljetustekniikka 2002. 182 s.
- [25] Samppala, P. Pyörävoimailmaisimien mittausdatan analysointi ja pyörävoiman raja-arvot. Diplomityö 2011. TTY, Rakennustekniikan osasto. 100 s.
- [26] Esveld, C. Modern Railway Track – Second Edition, MRT-Productions, 654 s.
- [27] Goodall, R. M., Mei, T. X., Active Suspensions, Chapter 11, Handbook of Railway Vehicle Dynamics. Boca Raton 2006, CRC Press. 535 s. [WWW] [Viitattu 31.1.2012] Saatavissa: <http://www.crcnetbase.com/doi/pdf/10.1201/9781420004892.ch11>

- [28] Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 2 Radan geometria. 2010. Liikennevirasto. [WWW] [Viitattu 31.1.2012] Saatavissa: http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf3/lo_2010-03_rato_2_radan_geometria_web.pdf
- [29] Lahti, O. Junan pyörävikojen havainnointi raiteeseen asennetulla mittalaitteella. Diplomityö 2008. Teknillinen korkeakoulu, konetekniikan osasto. Ratahallintokeskuksen julkaisuja A12/2008. 92 s.
- [30] Lehtomäki, J. Liikkuvan kaluston kirjallisuustutkimus, 250 kN ja 300 kN akseli-painot. Helsinki 2000. Ratahallintokeskuksen julkaisuja A3/2000. 62 s.
- [31] Hou, K., Kalousek, J., Dong, R. A dynamic model for an asymmetrical vehicle/track system. Journal of Sound and Vibration, 267 (3), 2003, s. 591-604. [WWW] [Viitattu 1.2.2012] Saatavissa: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X03007260>
- [32] Lundqvist, A. Dynamic train/track interaction, Hanging sleepers, track stiffness variations and track settlement. Master thesis No. 1159. Linköpings University of Technology, Department of Mechanical Engineering. Linköping 2005. 83 s.
- [33] Ekberg, A., Paulsson, B. INNOTRACK, Concluding Technical Report. Solna 2010. UIC. 288 s.
- [34] Kuva venymäliuska. Qrbiz.com-sivuston tuotekatalogi. [WWW] [Viitattu 19.1.2012] Saatavissa: <http://www.qrbiz.com/buy Strain-Gauge>

Siirtymäanturit



Kiihtyvyyssanturit

